



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**KONSTRUKCE KŘÍŽOVÉHO STOLU PRO OBRÁBĚCÍ  
STROJ**

DESIGN OF A CROSS TABLE FOR A MACHINE TOOL

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Tomáš Bouchal

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.



BRNO 2018



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Student: **Tomáš Bouchal**

Studijní program: Strojírenství

Studijní obor: Základy strojního inženýrství

Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**

Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### KONSTRUKCE KŘÍŽOVÉHO STOLU PRO OBRÁBĚCÍ STROJ

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Student provede na základě současného stavu vědy a techniky konstrukční návrh křížového stolu včetně potřebných konstrukčních výpočtů.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Popis současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor problematiky.

Návrh variant konstrukce křížového stolu a zdůvodnění výběru varianty konstrukčního řešení.

Konstrukční návrh křížového stolu pro obráběcí stroj (osy X a Y).

Technické výpočty.

Vybraná výkresová dokumentace křížového stolu.

## Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Infozdroje.cz. Infozdroje.cz [online]. Praha: Albertina icome Praha s.r.o., 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: [www.infozdroje.cz](http://www.infozdroje.cz)

MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum [online]. Praha: MM publishing, s. r. o., 2016 [cit.2016-11-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com>

EUR-Lex: Přístup k právu Evropské unie [online]. Brusel: Úřad pro publikace, 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>

Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně / Technická 2896/2 / 616 69 / Brno

ČSN online [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: [csnonline.unmz.cz](http://csnonline.unmz.cz)

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně dne 23.5.2018

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Vybrané téma: Konstrukční návrh křížového stolu patří do oblasti obráběcích strojů. Křížový stůl je strojírenský stůl, který se pohybuje ve dvou osách. Používá se výhradně u konzolové frézky, jejíž je nezbytnou součástí. Další využití křížového stolu může být u stolních vrtaček, CNC strojů a brusek. Bakalářská práce je rozdělená na řešeršní část, ve které je zpracován přehled křížových stolů na trhu. Dále jsou v řešeršní části zpracovány jednotlivé díly křížových stolů. Praktická část bakalářské práce obsahuje výpočetní část a část návrhovou. Z výpočetní části křížového stolu získáme základní parametry pro návrhovou část. V návrhové části je křížový stůl navržen pomocí 3D modelovacího programu Solidworks.

## **ABSTRACT**

This choice topic: Design of milling machine cross table belongs at branch machine tool. Cross table is mechanical table, which moved in two axis. Cross table is used exclusively of milling machines. Next use of drilling machines, CNC machines, grinding machines. Bachelor works is divided into a search part in which contains summary cross table on the market. Practical part bachelor works in which contains computational part and designer part. Computational part cross table our help to acquire basic parameters for designer parts. Designers part cross table designers to help 3D modelling program Solidworks.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Křížový stůl, kuličkový šroub, lineární vedení.

## **KEYWORDS**

Cross table, ball screw, linear line.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BOUCHAL, T. *Konstrukce křížového stolu pro obráběcí stroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 75 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.5.2018

.....

Bouchal Tomáš



## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval především mému vedoucímu práce doc. Ing. Petru Blechovi Ph.D. za cenné odborné rady a připomínky, které mi udílel během tvorby mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkoval mé rodině a kamarádům za podporu, trpělivost a pomoc při studiu.

# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>MOTIVACE .....</b>	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>ROZDĚLENÍ KŘÍŽOVÝCH STOLŮ .....</b>	<b>16</b>
3.1	Křížové stoly s ručním pohonem.....	16
3.2	Křížový stůl s automaticky řízením pohonem.....	17
<b>4</b>	<b>POHYB V JEDNOTLIVÝCH OSÁCH .....</b>	<b>17</b>
4.1	Trapézový šroub a matice.....	18
4.2	Kuličkový šroub a matice.....	19
4.3	Pohyb pomocí hřebene a pastorku.....	21
4.4	Pohyb pomocí hydrostatické matice.....	21
4.5	Pohyb pomocí šneku a hřebenového šneku.....	22
4.6	Pohyb pomocí lineárního motoru .....	23
<b>5</b>	<b>VEDENÍ KŘÍŽOVÝCH STOLŮ .....</b>	<b>23</b>
5.1	Kluzné vedení křížových stolů .....	24
5.1.1	Hydrodynamické vedení .....	24
5.1.2	Hydrostatická vedení.....	25
5.2	Valivá vedení křížových stolů .....	26
5.2.1	Vedení s omezenou délkou zdvihu.....	26
5.2.2	Vedení s neomezenou délkou zdvihu.....	27
5.3	Vedení kombinovaná.....	27
5.4	Aerostatické vedení .....	28
<b>6</b>	<b>ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY .....</b>	<b>28</b>
6.1	Přímé odměřování .....	29
6.2	Nepřímé odměřování .....	29
<b>7</b>	<b>OCHRANA VEDENÍ .....</b>	<b>30</b>
<b>8</b>	<b>VÝROBCI STROJŮ S KŘÍŽOVÝM STOLEM.....</b>	<b>31</b>
8.1	TOS Olomouc.....	31
8.2	PROMA.....	32
8.3	OPTIMUM machines .....	33
8.4	TAJMAC-ZPS.....	34
<b>9</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRH KŘÍŽOVÉHO STOLU .....</b>	<b>35</b>
9.1	Varianty vybraného konstrukčního návrhu .....	36
<b>10</b>	<b>KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY.....</b>	<b>37</b>
10.1	Výpočet sil při frézování .....	37
10.1.1	Celková síla při čelním frézování .....	37
10.1.2	Celková řezná síla při válcovém frézování .....	40
10.2	Výpočet kuličkového šroubu pro osu X .....	41
10.3	Výpočet pohonu lineární osy X.....	43
10.3.1	Statické hledisko .....	43
10.3.1.1	Kinematické hledisko .....	43
10.3.2	Dynamické hledisko .....	46
10.4	Výpočet lineárního vedení X.....	48
10.4.1	Zatížení vozíku při frézování .....	48

10.4.2	Síly vzniklé při zrychlování posuvu .....	50
10.4.3	Výpočet životnosti lineárních vozíků .....	51
10.5	Výpočet VVU pro největší ohyb pro osu X.....	52
10.6	Výpočet kuličkového šroubu pro osu Y .....	53
10.7	Výpočet pohonu lineární osy Y .....	55
10.7.1	Statické hledisko .....	55
10.7.2	Kinematické hledisko .....	55
10.7.3	Dynamické hledisko .....	58
10.8	Výpočet lineárního vedení Y .....	60
10.8.1	Zatížení vozíku při frézování.....	60
10.8.2	Síly vzniklé při zrychlování posuvu .....	61
10.8.3	Výpočet životnosti lineárních vozíků .....	62
10.9	Výpočet VVU pro největší ohyb pro osu Y .....	62
<b>11</b>	<b>POPIS ZVOLENÉ KONSTRUKCE .....</b>	<b>64</b>
11.1	Ochrana vedení .....	66
11.2	Mazání kuličkového šroubu a matice a lineárního vedení.....	66
<b>12</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>67</b>
<b>13</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>68</b>
<b>14</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>70</b>
14.1	Seznam použitých symbolů. ....	70
14.2	Seznam tabulek .....	72
14.3	Seznam obrázků.....	73
<b>15</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>75</b>
15.1	Tištěné přílohy .....	75
15.2	Přílohy na CD .....	75

# 1 ÚVOD

Předmětem bakalářské práce je konstrukční návrh křížového stolu, který je součástí obráběcích strojů, především na CNC strojích, konzolových frézkách, rovinných bruskách a dalších. Křížový stůl se pohybuje ve dvou osách. Tyto osy jsou uloženy nad sebou. Osy mezi sebou svírají úhel 90 stupňů. Křížové stoly se rozdělují podle druhů pohonu. Křížový stůl se pohybuje pomocí otočného šroubu a matice, pomocí ozubeného hřebene nebo pomocí lineárního motoru. Velmi důležitou částí křížového stolu je vedení. Vedení nám zajišťuje přesný pohyb v jednotlivých osách. Výslednou přesnost posuvu křížové stolu zajišťuje odměřování, které může být na různých částech stolu.

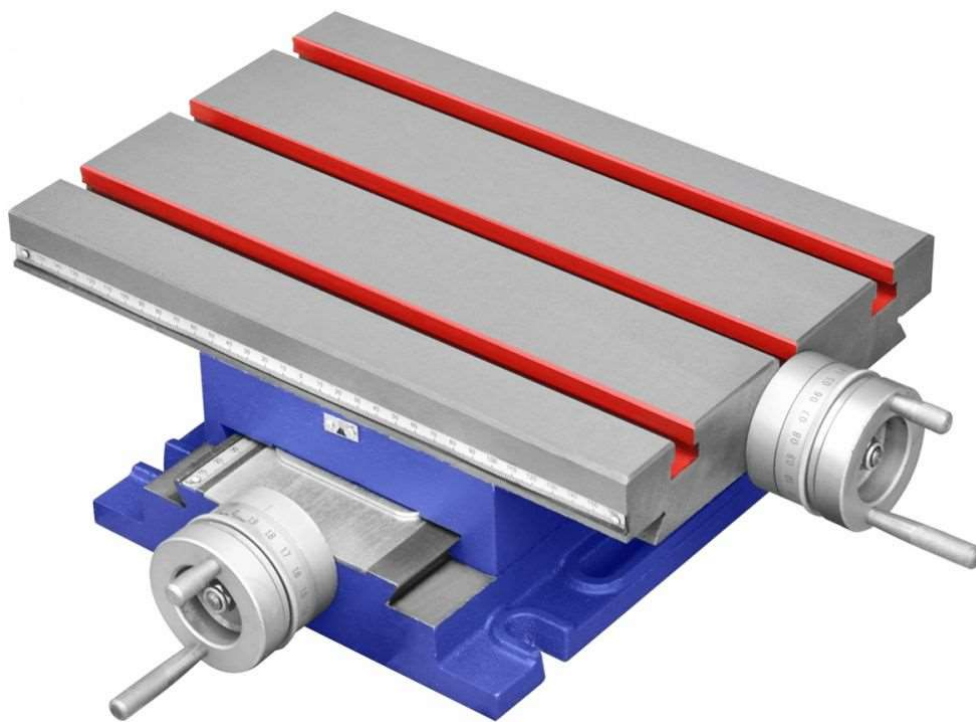
## 2 MOTIVACE

K vybrání tohoto tématu bakalářské práce mě inspirovali již na střední průmyslové škole, kde jsme často pracovali na frézkách. O frézky jsem se postupem času začal čím dál více zajímat. Vždycky mě fascinovaly pohybové části strojů. Tyto okolnosti mě ovlivnily při výběru tématu bakalářské práce. Chtěl jsem navrhnout věc, která by se po zkonstruování dala využít i v reálných podmínkách, ne pouze na papíře.

## 3 ROZDĚLENÍ KŘÍŽOVÝCH STOLŮ

### 3.1 Křížové stoly s ručním pohonem

Křížový stůl se dělí podle pohonu stolu na ruční a řídicím systémem ovládaný. Křížový stůl ovládaný ručně se pohybuje většinou pomocí trapézového šroubu, který má na jednom konci přišroubovanou kličku s ryskami. Tyto rysky se nazývají noniusy a pomáhají nám měřit délku posuvu v jednotlivých osách. Když obsluha kličku otočí o 360 stupňů v jedné ose, posune se stůl v dané ose o jednu rozteč šroubu. Sečteme-li celkový počet rysek a vydělíme je velikostí rozteče, získáme velikost rozlišení posuvu jednoho noniusu. Stůl se podle směru otočení posune doleva nebo doprava. Některé ruční křížové stoly jsou doplněny digitálním odměřováním přímé polohy, které nám přesně změří daný posuv. Tím zvyšují přesnost a účinnost pracovníka. Ručně ovládané křížové stoly se používají především u stolních vrtaček, kde není potřeba rychlého posuvu osy ani přesného posuvu oběma osami zároveň. Ruční křížové stoly nemohou opisovat složité 2D křivky, jako je například kruh.



Obr. 1) Křížový stůl s ručním pohonem [1]



### 3.2 Křížový stůl s automaticky řízením pohonem

Křížové stoly ovládané automaticky řídicím systémem používáme především u CNC strojů, které se pohybují ve dvou osách (viz obr.2). Tyto křížové stoly jsou ovládány pomocí řídicího systému, a tím dosahují vyšší rychlosti než ručně ovládané křížové stoly. Jejich největší výhodou je, že mohou pohybovat s vysokou přesností oběma osami zároveň. To znamená, že dokážou opisovat různé 2D křivky, například sinusovku, kruh. Přesné posuvy stolu se provádí pomocí digitálního odměřování, které se dělí dále na přímé a nepřímé. [2]



Obr. 2) Křížový stůl s elektricky řídicím pohonem [3]

## 4 POHYB V JEDNOTLIVÝCH OSÁCH

Pohyb v jednotlivých osách je vytvořen několika způsoby, například pomocí šroubu a matice, ozubeného hřebenu a pastorku nebo lineárním motorem. Existují dva způsoby pohybu pomocí šroubu a matice. Při prvním způsobu pohybu šroub koná pohyb (otáčí se) a matice je pevně upevněna. Tím se matice posouvá podle směru otáčení. Druhý způsob pohybu je opačný. Šroub je pevně uchycen a matice koná pohyb (otáčí se).

Velký problém u elektrických posunů je dán nízkými počty otáček. U elektrických motorů a servomotoru musíme otáčky redukovat. Potřebujeme k tomu velký převodový poměr, proto používáme pro tyto účely převodovku. [2]

## 4.1 Trapézový šroub a matice

Trapézový šroub s lichoběžníkovým závitem rovnoramenným se používá převážně pro ručně ovládané křížové stoly. Trapézový závit je určený pro samosvorný převod rotačního pohybu na pohyb přímočarý s nízkou účinností, se složitým mazáním a materiálem třecích závitových ploch. Šrouby snášejí pouze axiální zatížení a příslušný krouticí moment, přičemž vůle mezi závitů se musí zajistit konstrukčně. Závit šroubu má vrcholový úhel  $30^\circ$ .

Trapézové šrouby jsou vyrobeny z různých ocelí, nejčastěji z třídy 12 (uhlíkové oceli). Dále jsou šrouby upravovány cementováním a následně jsou povrchově kalené. Tímto se navýší tvrdost a zvýší otěruvzdornost závitů. Po těchto procesech následuje ještě broušení, které zvyšuje přesnost daného závitů.

Trapézové matice jsou dodávány v několika tvarech, jako například příruba, šestihran, válec. Matice se vyrábějí z oceli nebo bronzu. Materiál matice by neměl být stejný jako materiál trapézového šroubu z důvodu stejného chemického složení. V důsledku tření dochází k zahřání šroubu a matice. To vede k difuzi (předávání atomů jedné části do druhé). Proto se používají častěji bronzové matice. Jejich další výhodou je menší potřeba dokonalého mazání v důsledku zvoleného materiálu bronzu, který má vyšší pevnost na otlačení než ocel.

Kromě trapézového závitů se používá i čtvercový závit, který dokáže unést větší zatížení. Ale na jeho závit působí vyšší tření. [2]

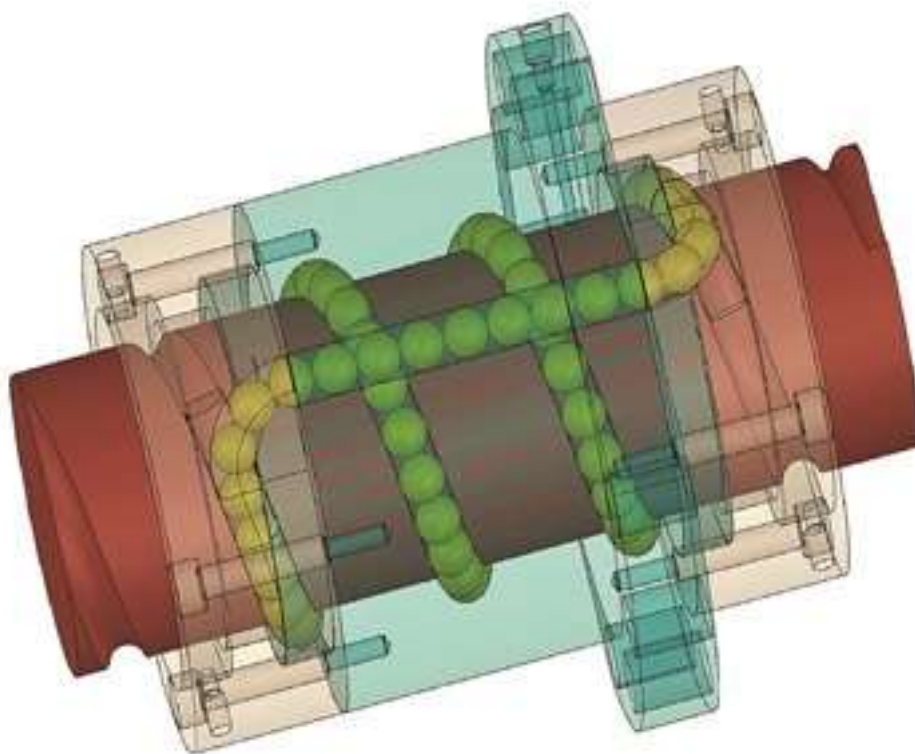


Obr. 3) Trapézový šroub a různé druhy matic [4]

## 4.2 Kuličkový šroub a matice

Kuličkový šroub a matice jsou určeny pro převedení rotačního pohybu na pohyb přímočarý. Kuličkový šroub a matice pracuje na stejném principu jako šroub a matice. Jediný rozdíl je mezi šroubem a maticí, kde jsou mezi nimi vloženy kalené ocelové kuličky. Tyto kuličky jsou uloženy v drážkách. Drážky jsou vyrobené na šroubu, poté i na matici (viz obr. 4). Převod rotačního pohybu lze provést dvěma způsoby. První způsob se skládá z rotujícího šroubu a posouvající se matice. Druhý způsob je opačný. U křížových stolů se používá většinou první způsob, protože je konstrukčně lépe vyrobitelný. Hlavní výhodou kuličkového šroubu je vysoká přesnost a účinnost, která se může pohybovat až 80-90 procent. Dalšími výhodami jsou možnost úplného odstranění vůle pomocí kuliček, vysoká tuhost a velmi malé opotřebení díky otáčení kuliček. S menším opotřebením roste i životnost šroubu a matice.

Šroub je vyráběn třemi způsoby (válcováním, okružováním, broušením). Způsob výroby je volen dle požadované třídy přesnosti. Hřídele jsou ukládány v axiálních ložiskách na obou koncích, na jednom konci axiálního ložiska a za pomoci radiálního podpěrného ložiska na druhém konci nebo mohou být vetknuté. Za materiály šroubu jsou používány obvykle cementační ocel, nebo ocel s vysokým obsahem chromu. [2]



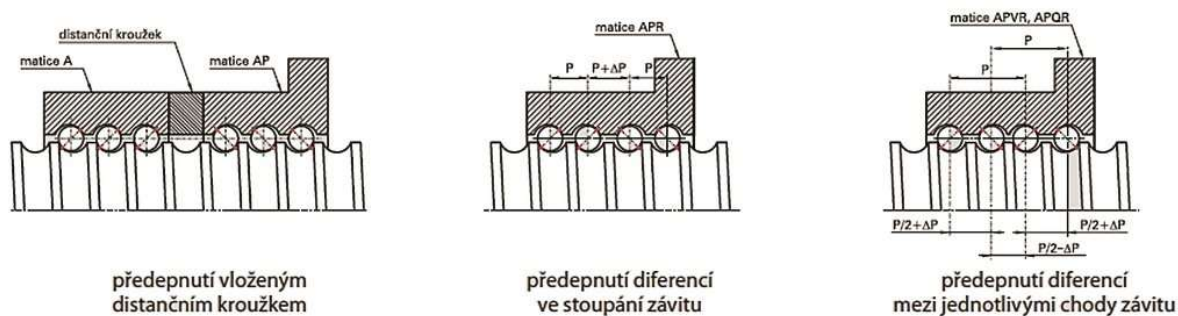
Obr. 4) Provedení kuličkového šroubu a matice [5]

Matice jsou na hřídele montovány s vůlí, nebo předeprnuté. Předeprnutí matice slouží k vymezení vůle na šroubu. Předeprnuté šrouby jsou využívány pro přesné polohování. Nevýhodou předeprnutí je vznik vyššího opotřebení šroubu a matice. Předeprnutí je u šroubů dosahováno čtyřmi způsoby.

První způsob je za pomoci dvou matic. První matice je vyrobena ve tvaru příruby pro uchycení ke stolu a druhá matice je bez osazení. Mezi těmito maticemi je vložen přesně vyrobený bronzový distanční kroužek, jehož délka určuje vzájemné posunutí obou matic do opačných směrů. Tímto jsou kuličky tlačeny na boky závitů a zajišťují vymezení vůle a předeprnutí (viz obr. 5).

Podobného efektu je docíleno i v dalších dvou způsobech. Matice je pouze jedna. Je tedy nemožné, aby mezi maticí byl vložen distanční kroužek pro vymezení vůle a předeprnutí. Proto se závity v matice vyrábí rozličnou diferencí. (viz obr. 5).

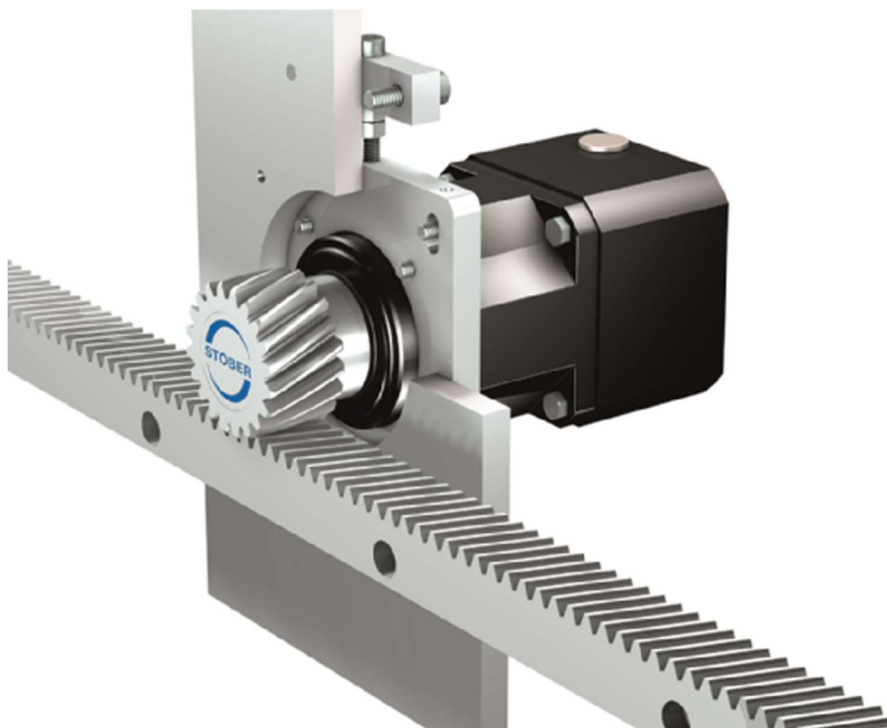
Čtvrtý způsob vymezení vůle a následné předeprnutí mezi maticí a šroubem docílíme pomocí výběru kuliček. Mezi závitěm šroubu a matice jsou záměrně vloženy kuličky o větším průměru, než je profil závitů. Na kuličku působí pružná deformace, díky které dojde k vymezení vůle a předeprnutí (viz obr. 5). [2]



Obr. 5) Způsoby vymezení vůle a předeprnutí kuličkového šroubu [6]

### 4.3 Pohyb pomocí hřebene a pastorku

Přímočarý pohyb pomocí hřebene a pastorku se používá při vysokém zdvihu především u stolních vrtaček a hoblovek. Využívá se hlavně na strojích, které se potřebují pohybovat vysokými otáčkami a potřebují velkou tuhost. Princip přímočarého pohybu poskytuje zejména pastorek, který se otáčí. Hřeben je unášen pomocí pastorku. Ozubení hřebene a pastorku může být buď přímé, nebo šikmé. Velkou nevýhodou je vznik vůle mezi hřebenem a pastorkem, kterou musíme odstranit. Vůle se odstraňuje pomocí několika způsobů, například náhonem dvěma motory, náhonem jedním motorem nebo přidáním dalšího pastorku (viz obr. 6). [2]



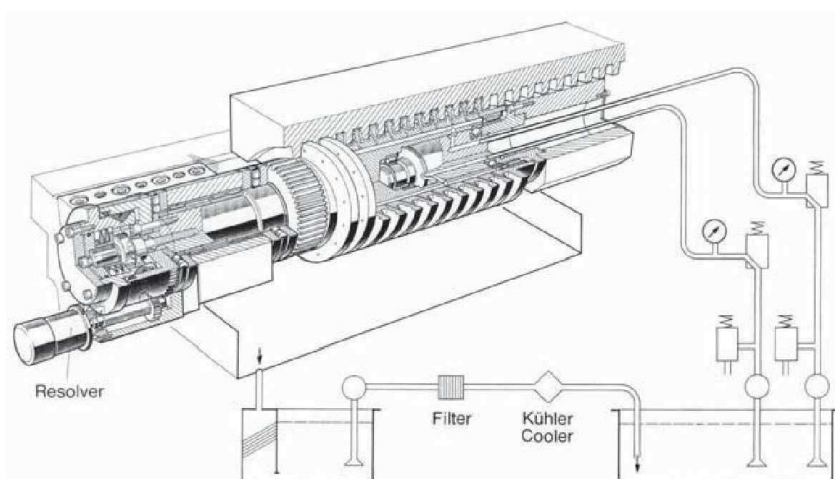
Obr. 6) Hřeben a pastorek od firmy Stober [7]

### 4.4 Pohyb pomocí hydrostatické matice

Přímočarý pohyb se vytváří pomocí lichoběžníkového rovnoramenného profilu závitu. V závitech hydrostatické matice jsou vytvořeny olejové kapsy, které zajišťují hydrostatický styk matice se šroubem. Hlavní výhodou je vymezení vůle a nízké opotřebení. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena a nutnost vlastního hydraulického obvodu, [2]

## 4.5 Pohyb pomocí šneku a hřebenového šneku

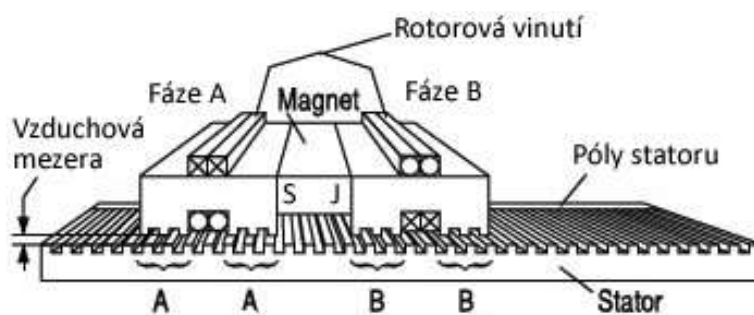
Přímočarý pohyb pomocí šneku a hřebenového šneku se používá výhradně u portálových frézek. Hřebenový šnek je pevně uchycen ke stolu, rotační pohyb koná šnek. Mazání šneku a hřebenového šneku je prováděno tak, že jsou ve šneku vyrobeny olejové kapsy, v kterých proudí olej. Olejové kapsy dotlačují boky ozubeného kola na boky ozubeného hřebenu. Nadbytečný olej stéká zpátky do tanku. Nejčastěji používaným materiálem pro výrobu šneku je ocel, hřeben šneku se převážně vyrábí z bronzu. Výhodou šneku a hřebene šneku je možnost použití velkého převodového poměru, velká tuhost a malé tření. Naopak nevýhodou je nutnost složitého mazání (olejová lázeň) a nižší účinnost (viz obr.7). [2]



Obr. 7) Šnek a šnekový hřeben [2]

## 4.6 Pohyb pomocí lineárního motoru

Lineární motor se používá u moderních CNC strojů tam, kde potřebujeme dlouhé a velmi rychlé posuvy, na které nestačí kuličkový šroub ani hřebenové ozubení. Lineární motor se posouvá přímým působením elektromagnetických sil na support stroje. Nepotřebujeme žádné převody, jako například ozubená kola, řemeny. Lineární motor se skládá z primární a sekundární části. Primární část obsahuje stator připevněný ke stolu, feromagnetický svazek složený z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách (viz Obr.8). Sekundární část obsahuje rotor, který se skládá z magnetů připojených pevně k ložím. Když se do primární části přivede řídicí elektrický proud, vznikne mezi oběma částmi magnetické pole. To posouvá stůl v dané ose. Podle velikosti přivedeného proudu na primární část ovládáme rychlost pohybu stolu v dané ose. Obě části jsou vyrobeny z feromagnetických ocelí. K hlavním výhodám lineárního motoru patří velké posuvy a vysoká přesnost posuvu. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena a složitost mechanické konstrukce (viz obr.8). [2]



Obr. 8) Části lineárního motoru [8]

## 5 VEDENÍ KŘÍŽOVÝCH STOLŮ

Tato část bakalářská práce popisuje různé vedení křížových stolů. Pod pojmem vedení se rozumí soustava ploch, na nichž se stýká pohyblivá část (například saně) s nepohyblivou částí (například lože). Vedení nám zaručuje geometricky přesný přímočarý pohyb v jednotlivých osách. Na jednotlivých osách bývají většinou dvě vedení. Vedení jsou uložena nejčastěji co nejdále od sebe, abychom zaručili nejvyšší přesnost přímočarého pohybu a rozložili zatížení na vedení i v krajních polohách křížového stolu. Vedení stolu jsou zakrytována z důvodu zmenšení opotřebení a poškození různými nečistotami. Vedení křížových stolů rozdělujeme na vedení kluzná a vedení valivá. [2]

## 5.1 Kluzné vedení křížových stolů

Kluzné vedení křížových stolů se skládá z kalené široké lišty nejlépe jednoho kusu odlitku upevněného na základnu, naproti které je kalená lišta upevněná na support křížového stolu. Mezi oběma lištami vzniká velké tření, které eliminujeme pomocí mazání. V liště je vyrobena mazací drážka přivádějící mazací olej. Výhodami kluzného vedení jsou vysoká únosnost stroje (umožňuje pohyb tělesa s většími rozměry) a vyšší axiální a radiální zatížení. Nevýhodami kluzného vedení jsou menší rychlosti pojezdů a trhaný pohyb. Při pohybu pojezdu se v každém okamžiku součinitel tření mění, tím pádem se mění i velikost tření, kterou musíme překonávat. V důsledku toho vzniká trhaný pohyb. Trhaný pohyb vzniká i při spuštění pojezdu po překonání statického tření, které je vyšší než dynamické tření. Existuje mnoho tvarů kluzných vedení. Nejčastěji se používá prizmatický nebo rybinový tvar. Kluzné vedení křížových stolů se dělí na hydrodynamické vedení a hydrostatické vedení. [2]

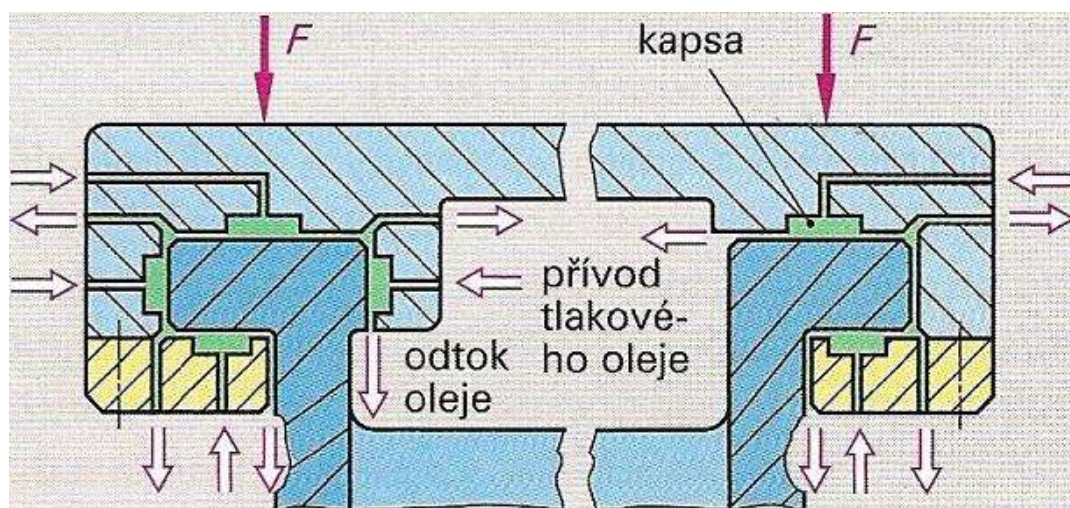
### 5.1.1 Hydrodynamické vedení

U hydrodynamických vedení se vytváří mezi kluznými plochy olejový film jen při pohybu vodících ploch. Hydrodynamické vedení pracuje na principu vztahové síly oleje. Vedení stolu po oleji klouže. To má za příčinu vznik malé vůle a velkého pasivního odporu, při kterém vzniká trhavý pohyb. Trhavý pohyb má za následek menší životnost z důvodu vyššího opotřebení. Trhavý pohyb můžeme omezit, nebo zcela odstranit pomocí speciálních aditivových mazacích olejů. Důležitou vlastností vodících ploch je jejich odolnost proti zadírání při nedokonalém mazání. Na opotřebení má velký vliv kvalita opracování vodících ploch. Nejlepších třecích vlastností docílíme zaškrabáním vodících ploch. To nám zajistí menší drsnost povrchu. Výhodami hydrodynamického vedení jsou vysoká tuhost, využití k většímu zatížení, jednoduchá konstrukce a snadná údržba. [2]



### 5.1.2 Hydrostatická vedení

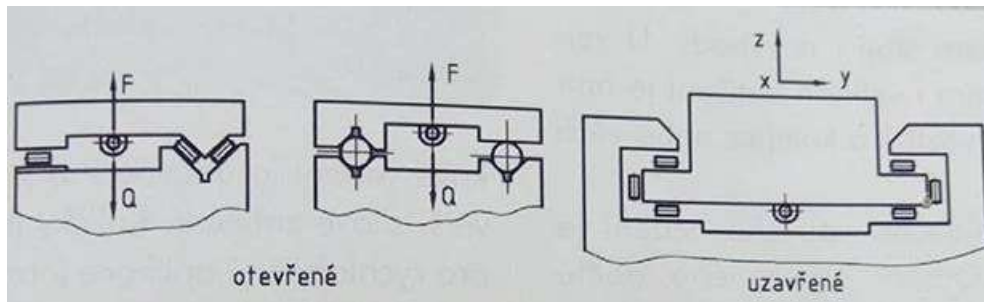
U hydrostatického vedení se olejový film se vytváří po celou dobu chodu stroje, a to nezávisle na pohybu vodících ploch. Hlavní částí je čerpadlo s redukčním tlakovým ventilem, které tlačí olej mezi kluzné plochy, a tím zmenšuje tření. Charakteristické vlastnosti jsou dosaženy pomocí zaručeného kapalného tření s téměř nulovým klidovým součinitelem tření, které se zvyšuje se stoupající rychlostí. Hydrostatické vedení se používá převážně u těžkých obráběcích strojů a na stroje pro tvrdé obrábění. Jeho tuhost je ovlivněna kromě přesnosti výroby také regulací hydrostatické buňky. Cílem regulace je zajistit dostatek hydraulického oleje mezi jednotlivé hydrostatické buňky celého systému v požadovaném poměru. Využívány jsou systémy regulace konstantním průtokem, konstantním hydraulickým odporem nebo progresivní s požadavkem konstantní výšky škrticí mezery. Hlavní výhodou je vyšší životnost a menší pasivní odpor. Nedochází k mechanickému dotyku vodících ploch, protože tření je kapalné. Nevýhodou je potřeba vlastní hydraulického obvodu jeho údržba a složitější konstrukce než u hydrodynamického vedení (viz obr.9). [2]



Obr. 9) Hydrostatické vedení [9]

## 5.2 Valivá vedení křížových stolů

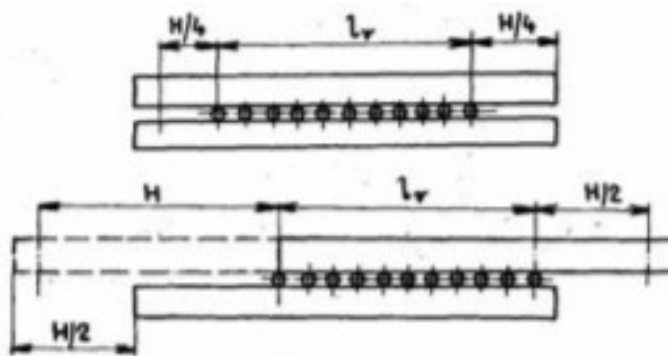
Valivá vedení se používají u nejpřesnějších strojů. Mají mnohem plynulejší posuvy i rozjíždění a najíždění na požadovaný rozměr. Při posuvu nevzniká trhaný pohyb. Valivé vedení má velmi malé tření. Velikost rozdílu dynamického a statického tření je menší než u hydrostatického vedení. Z důvodu nejmenšího tření má větší životnost vedení. Přičemž klesá míra opotřebení vedení. Valivé vedení se dělí podle tvarů valivých elementů na válečkové, kuličkové a jehličkové. Podle konstrukce se dělí valivé vedení na otevřené a uzavřené (viz obr.10). Podle délky zdvihu vedení se dělí na omezené a neomezené. [2]



Obr. 10) Otevřené a uzavřené valivé vedení [2]

### 5.2.1 Vedení s omezenou délkou zdvihu

Základní princip vedení s omezenou délkou spočívá v omezení pracovního zdvihu na polovinu (viz obr. 11). Tyto typy bývají často zkonstruovány jako otevřené. Válečkové vedení s omezenou délkou zdvihu se používá nejčastěji. Má vysokou přesnost a vysokou tuhost. Jehlové vedení se používá jako provedení prizmatickým vedením. Kuličková vedení mají menší únosnost a vyžadují speciální konstrukční provedení. Plochy vedení musejí být obloženy kalenými plechy, pokud nejsou již tvořeny lištami. [2]



Obr. 11) Omezení zdvih valivého vedení [10]

### 5.2.2 Vedení s neomezenou délkou zdvihu

V případě dlouhých zdvihů je potřeba zajistit, aby se valivé elementy vracely zpátky na začátek zatížené dráhy (viz obr 12). Z důvodu toho se používá vedení s neomezenou délkou zdvihu. Toto vedení se nazývá valivá hnízda a umožňuje teoreticky nekonečný zdvih. Valivá hnízda mají uvnitř tělesa vyrobený kanál, ze kterého se vrací valivý element zpátky na začátek zatížené dráhy. Valivé elementy se tak otáčejí v uzavřeném cyklu. Nepůsobí na ně vnější vlivy prostředí, jako například prach. Valivé elementy jsou uloženy ve válcové kleci, která nám zajistí pravidelné mezery mezi valivými elementy. Pro vymezení vůle je vždy jeden ze dvou protilehlých valivých bloků podložen dolíčovací podložkou. Dolícování je přesné, ale zvyšuje náročnost na kvalitu montáže. Výhodou je vyšší zdvih, jednodušší konstrukce. Nevýhodami jsou vyšší pořizovací cena, větší rozměry konstrukce a menší schopnost tlumit chvění, které se může omezit pomocí navýšením počtu valivých hnízd. [2]



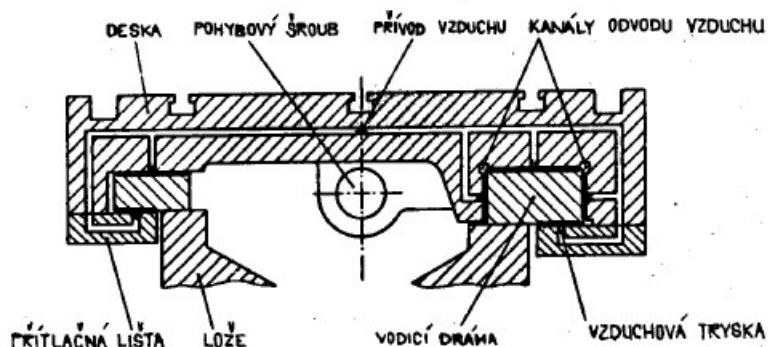
Obr. 12) Valivé vedení s omezeným zdvihem [11]

### 5.3 Vedení kombinovaná

Kombinace kluzného a valivého vedení spojuje výhody a nevýhody jednotlivých druhů vedení. [2]

## 5.4 Aerostatické vedení

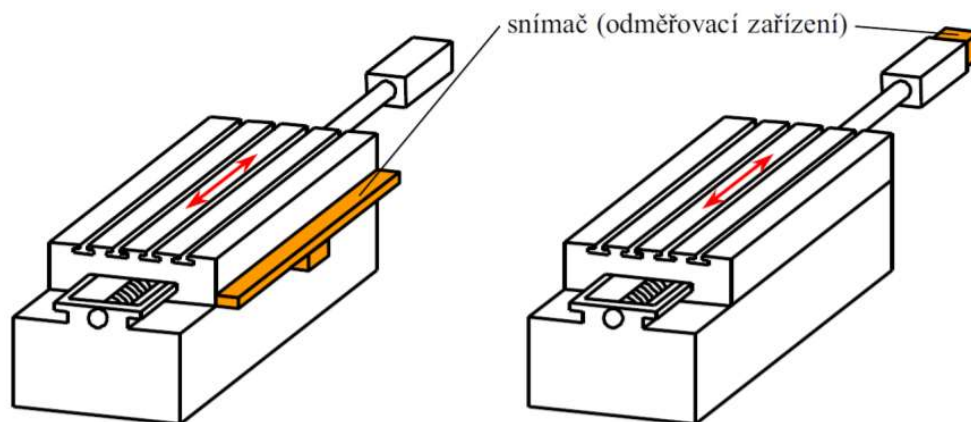
Toto vedení je obdobné jako kluzné hydrostatické vedení. Rozdíl je v nahrazení oleje mezi kluznými plochami vedení stlačeným vzduchem. Kluzné plochy se po sobě netrou, nýbrž “vznášejí se” těsně nad sebou. Aerostatické vedení je ve srovnání s hydrostatickým méně tuhé. Navíc má tu nevýhodu, že je při větším zatížení potřeba neustále zvyšovat tlak vzduchu. Proto se aerostatické vedení používá pro malé nebo střední zatížení. Výhodou je čisté prostředí. Odpadá nám také řešení zpětného odvodu vzduchu. [2]



Obr. 13) Aerostatické vedení [10]

## 6 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Pro odměřování polohy používáme snímače polohy. Snímač polohy je nejdůležitější součást křížového stolu. Určuje přesnost a podílí se na výsledné kvalitě celého křížového stolu. Nejmenším parametrem odměřování je základní inkrement, což je nejmenší rozlišitelná délková míra snímače. Inkrement by mělo být celé číslo, ale díky moderním systémům umí CNC stroje zpracovat i obecnou velikost inkrementu. Odměřování polohy se dělí podle způsobů na přímé a nepřímé odměřování. [2]



Obr. 14) Přímé a nepřímé odměřování [13]

## 6.1 Přímé odměřování

Pro přímé odměřování je typické, že je namontováno přímo na pohybující se části křížového stolu. Tato část se nazývá pravítko a umísťuje se co nejbližše pohybujícímu nástroji, aby se vyloučila teplotní dilatace konstrukce. Přímé odměření je konstrukčně složitější a dražší než nepřímé odměřování. Výhodou je, že má vyšší přesnost odměřování. Existuje mnoho druhů odměřovacího signálu, jako například indukční, magnetické, fotoelektrické a laserové.

Indukční snímání pracuje na principu revolveru a indukčosynu, který lze chápat jako rozvinutý revolveru do roviny. Indukční způsob odměřování se používá u profilových valivých vedení.

U magnetického snímání se používá pravítko vyrobené z tvrdého magnetického materiálu, které má vlastní magnetickou permanentní stupnici. Stupnice je tvořena střídajícími se severními a jižními póly, které mají mezi sebou vzdálenost 200 metrů, nebo víc. Ke snímání polohy lze využít různé fyzikální principy.

Fotoelektrické snímání pracuje na principu snímání jemných rastrů. Snímání polohy může pracovat se skleněným měřítkem opatřených mřížkou vyrobenou metodou Diadur. Metoda Diadur se realizuje nanášením extrémně tenké vrstvy chromu nanesenou nejčastěji na skle nebo na skleněné keramice s přesností větší než mikrometr. Vlastní mřížka, nazývaná také rastr, se skládá z rysek nepropouštějících světlo o stejné šířce na jedné stopě. Na souběžné stopě se nacházejí referenční značky. Snímací hlava musí obsahovat zdroj světla a kondenzátor, který dané paprsky nasměruje na snímací mřížku a fotočlánky. Když se začne pohybovat snímací hlava vůči měřítku, překrývají se střídavě mezery a rysky mřížky měřítka. Fotočlánky poté zaznamenají změny světla a tmy. Fotočlánky vytvářejí elektrické signály.

Laserové snímání polohy je založeno na principu laserového Dopplerova metru. Způsob laserového snímání polohy se označuje vysokým rozlišením 0,002 metrů, snížením Abbeho chyby, vysokou přesností, dlouhými délkami a výhodnou aplikací u lineárních motorů. Nevýhodou je, že musíme dobře zajistit zdroj laseru a zpětné zrcátko, které musí být dobře krytováno, aby v dráze snímání nebyly nečistoty. [2]

## 6.2 Nepřímé odměřování

U nepřímého odměřování se neodměřuje poloha pohybující se částí křížového stolu přímo, ale pouze poloha pohybového mechanismu, například úhel natočení kuličkového šroubu. K nepřímému odměřování využíváme rotačního odměřování polohy, což je snímač uložený a napojený přímo na konci kuličkového šroubu, nebo signálu z odměřování vestavěného do servomotoru. Tento způsob odměřování se používá u os, které mají krátký zdvih, a u nenáročných aplikací. Výhodou přímého odměřování je levnější cena a snadnější konstrukční řešení celého snímání polohy, neboť se využívá odměřování zabudovaného v motoru osy. Nevýhodou nepřímého odměřování je přesnost, která je ovlivněna teplotními dilatácemi pohybových mechanismů a nepřesností vložených převodů. [2]

## 7 OCHRANA VEDENÍ

Klade se stále větší důraz na ochranu vodících ploch a pohybového šroubu. Snažíme se zabránit vnikání nečistot, obzvlášť jemným třískám, prachu a vodní emulzi. Nečistoty nalepené na vodící ploše vysoce zvyšují tření a opotřebení, a tím mohou časem vznikat občasné zadírávání vodících ploch. Existuje mnoho druhů opotřebení. Největší podíl na zhoršujícím celkovém opotřebení má opotřebení brusné a abrazivní, jehož podíl dosahuje okolo 90 procent. Hlavními prostředky na ochranu vedení jsou kryty a stěrače. Existuje mnoho druhů krytů, například teleskopické, měchové, pantografické apod. [2]



## 8 VÝROBCI STROJŮ S KŘÍŽOVÝM STOLEM

### 8.1 TOS Olomouc

Společnost TOS Olomouc, s.r.o. staví na tradicích výrobce obráběcích strojů, sahající až do roku 1922, kdy byla tato společnost založena. TOS Olomouc prošla několika fázemi vývoje, aby se nakonec zaměřila na vývoj a produkci konzolových frézek. Od roku 1950 přijala společnost název TOS Olomouc a začalo se plně orientovat na výrobu konzolových frézek. Z počátku se jednalo o frézky klasické. Později v roce 1972 začala vyrábět frézky číslicově řízené. Za bodu své existence vyprodukovala firma více než 30 000 obráběcích strojů. [14]



Obr. 15) Konzolová frézka FGV 32 [15]

Tab. 1) Parametry konzolové frézky FGV 32 [15]

FGV32- TOS Olomouc	
Rozměr upínací plochy	1400x360 mm
Upínací drážky – počet	4
Šířka a rozteč upínacích drážek	18x63
Maximální zatížení stolu	250 kg
Pracovní zdvih podélný X	1000 mm
Pracovní zdvih příčný Y	300 mm
Pracovní zdvih svislý Z	420 mm
Pracovní posuv (rozsah) X, Y	20-900 mm/min
Pracovní posuv (rozsah) Z	5,7-250 mm/min
Rychloposuv X, Y	1635 mm/min
Rychloposuv Z	460 mm/min
Maximální otáčky vřetena	2000 1/min

## 8.2 PROMA

Společnost PROMA je již od roku 1996 značkou kvalitních dřevoobráběcích a kovoobráběcích strojů. Obráběcí stroje PROMA mohou být upravovány podle požadavků zákazníka. Produkty značky PROMA mají certifikáty CE pro prodej na českém i zahraničním trhu. [16]



Obr. 16) Universální frézka FH-150 PROMA [17]

Tab. 2) Parametry universální frézky FH-150 PROMA [17]

FVV-150 PROMA	
Rozměr upínací plochy	1400x400 mm
Upínací drážky - počet	5
Šířka a rozteč upínacích drážek	18x80
Maximální zatížení stolu	250 kg
Pracovní zdvih podélný X	400 mm
Pracovní zdvih příčný Y	800 mm
Pracovní zdvih svislý Z	500 mm
Pracovní posuv (rozsah) X, Y	18-627 mm/min
Pracovní posuv (rozsah) Z	18-627 mm/min
Rychloposuv X, Y	2200 mm/min
Rychloposuv Z	2200 mm/min
Maximální otáčky vřetena	10000 1/min



### 8.3 OPTIMUM machines

Společnost OPTIMUM machines je tradiční výrobce CNC obráběcích strojů od roku 1998, sídlící v Německu. Od roku 2003 se výroba obráběcích strojů přesunula do čínského města Yangzhou. Společnost OPTIMUM machines je výrazným dodavatelem obráběcích strojů pro evropský a asijský trh. [18]



Obr. 17) CNC frézka OPTImill F 105 [19]

Tab. 3) Parametry CNC Frézky OPTImill F 105 [19]

OPTImill F105 – OPTIMUM	
Rozměr upínací plochy	800x320 mm
Upínací drážky – počet	3
Šířka a rozteč upínacích drážek	14x100
Maximální zatížení stolu	300 kg
Pracovní zdvih podélný X	550 mm
Pracovní zdvih příčný Y	305 mm
Pracovní zdvih svislý Z	460 mm
Pracovní posuv (rozsah) X, Y	1-10000 mm/min
Pracovní posuv (rozsah) Z	1-10000 mm/min
Rychloposuv X, Y	10000 mm/min
Rychloposuv Z	10000 mm/min
Maximální otáčky vřetena	10000 1/min

## 8.4 TAJMAC-ZPS

Společnost TAJMAC-ZPS se soustředí na vývoj a výrobu obráběcích center pro převážně americký a evropský trh. TAJMAC-ZPS byla založena v roce 1903 jako strojnická dílna. V roce 1964 byl společností vyroben první NC obráběcí stroj v Československu. V roce 1980 TAJMAC-ZPS vyrobila první CNC obráběcí stroj. [20]



Obr. 18) Vertikální obráběcí centrum MCFV 1260 TAJMAC [21]

Tab. 4) Parametry vertikálního obráběcího centra MCFV 1260 TAJMAC [21]

MCFV 1260 TAJMAC	
Rozměr upínací plochy	1450x590 mm
Upínací drážky – počet	5
Šířka a rozteč upínacích drážek	18x125
Maximální zatížení stolu	1350 kg
Pracovní zdvih podélný X	1270 mm
Pracovní zdvih příčný Y	610 mm
Pracovní zdvih svislý Z	760 mm
Pracovní posuv (rozsah) X, Y	1-40000 mm/min
Pracovní posuv (rozsah) Z	1-40000 mm/min
Rychloposuv X, Y	40000 mm/min
Rychloposuv Z	40000 mm/min
Maximální otáčky vřetena	10000 1/min

## 9 KONSTRUČNÍ NÁVRH KŘÍŽOVÉHO STOLU

Pro první variantu návrhu konstrukčního řešení bych použil trapézový šroub a matice. Tento návrh by byl doplněn kluzným hydrodynamickým vedením, které by umožňovalo pohyb v jednotlivých osách. Ke křížovému stolu bych připevnil přímé odměřování, abych dosáhl zvýšené přesnosti stolu. Výhodou prvního konstrukčního návrhu by byly jednoduchá konstrukce a nízká pořizovací cena. Nevýhodami konstrukčního návrhu by byly vysoké tření mezi trapézovou maticí a šroubem, menší posuvná rychlost, nízká účinnost, potřeba kvalitního mazání. Další nevýhodou prvního návrhu by bylo šroubení, které zvládá snášet pouze axiální zatížení a složité odstranění a zajištění vůle mezi závity. Z důvodu většího poměru nevýhod oproti výhodám jsem tento konstrukční návrh zamítl.

Druhou variantou návrhu konstrukčního řešení je použití lineárního motoru. K tomuto návrhu není potřeba použít vedení, protože ho zajišťuje přímo lineární motor. Pro zajištění vyšší přesnosti stolu bych zvolil k návrhu konstrukčního řešení křížového stolu přímé odměřování. Výhodami druhého konstrukčního návrhu jsou vysoká účinnost, velmi malé tření, dlouhé a přesné posuvy v jednotlivých osách, vysoká životnost, nulová potřeba převodů, a také to, že není potřeba vymezení vůle stolu. Nevýhodami druhého konstrukčního návrhu jsou vysoká pořizovací cena a složitost mechanické konstrukce. Z důvodu vysoké pořizovací ceny tento konstrukční návrh zamítám.

Třetí variantou návrhu konstrukčního řešení je použití kuličkového šroubu a matice. Pro zajištění pohybu bych použil valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu. Ke křížovému stolu bych zvolil nepřímé odměřování, které bych následně doplnil přímým odměřováním, které bude zajišťovat výslednou přesnost stolu. Výhodami třetího návrhu konstrukčního jsou malé tření, jednoduché zajištění vůle mezi kuličkovým šroubem a maticí, dlouhá a vysoká přesnost pohybu, vysoká životnost a vysoká tuhost křížového stolu. Nevýhodami třetího konstrukčního návrhu jsou vyšší pořizovací cena, složitá montáž křížového stolu. Z důvodů většího poměru výhod oproti nevýhodám jsem zvolil třetí a zároveň finální konstrukční návrh. Snažím se zachovat poměr ceny a potřebné kvality křížového stolu.

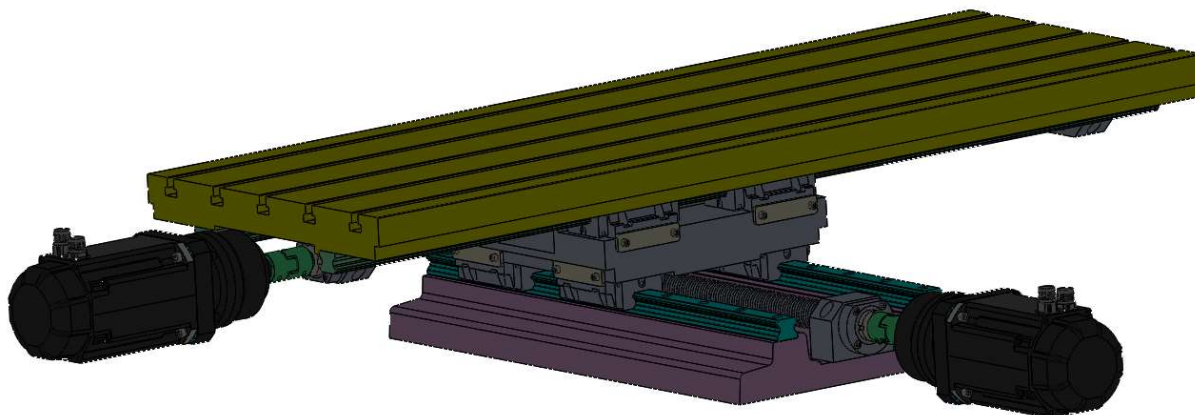
Na základě rešerše obráběcích strojů z předchozí kapitoly jsem zvolil parametry stroje.

Tab. 5) Volba parametrů křížového stolu

Název veličiny	Hodnota
Rozměr plochy	1230x400 mm
Upínací drážky – počet	5
šířka a rozteč upínacích drážek	14x100
Maximální zatížení stolu	250 kg
Pracovní zdvih podélný X	500 mm
Pracovní zdvih příčný Y	400 mm
Max. pracovní posuv	6000 mm/min
Rychloposuv X, Y	12000 mm/min

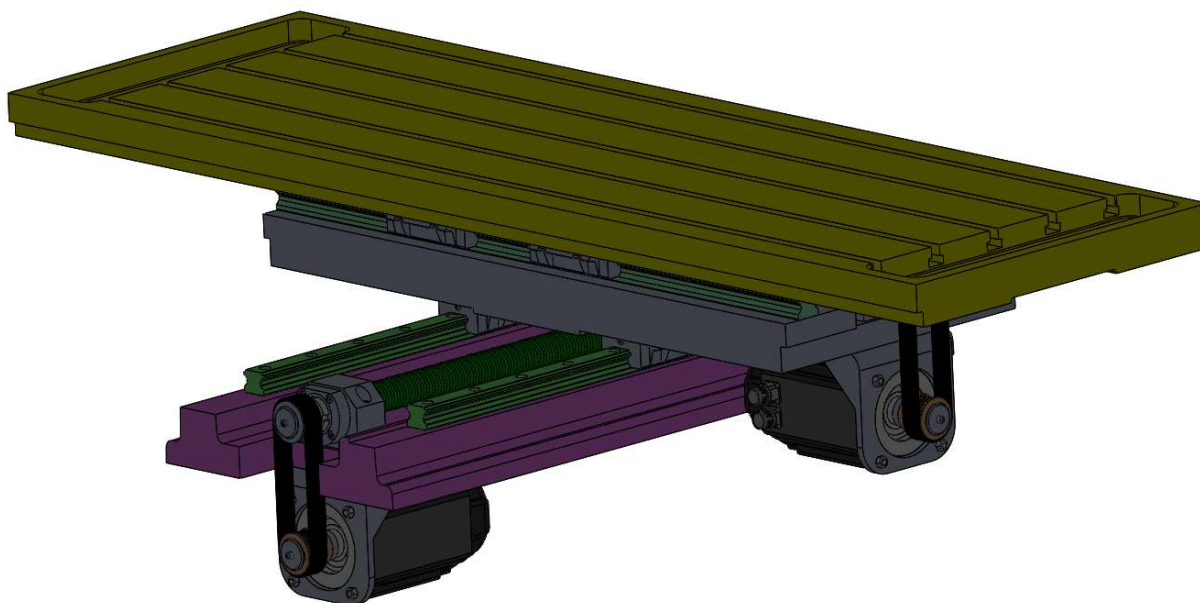
## 9.1 Varianty vybraného konstrukčního návrhu

První varianta byla navržena dle obr. 19. Servomotory byly uloženy v ose kuličkového šroubu. Kolejnice je v ose X obrácená a je připevněna na pracovní desku. Vozíky lineárního vedení jsou uloženy na saních, které leží mezi loží a pracovní deskou. Posuv byl zajištěn pomocí kuličkového šroubu, který byl upevněn k saním pomocí maticového domku. Návrh nakonec nebyl zvolen z důvodu velkých celkových rozměrů pro křížový stůl.



Obr. 19) První konstrukční návrh

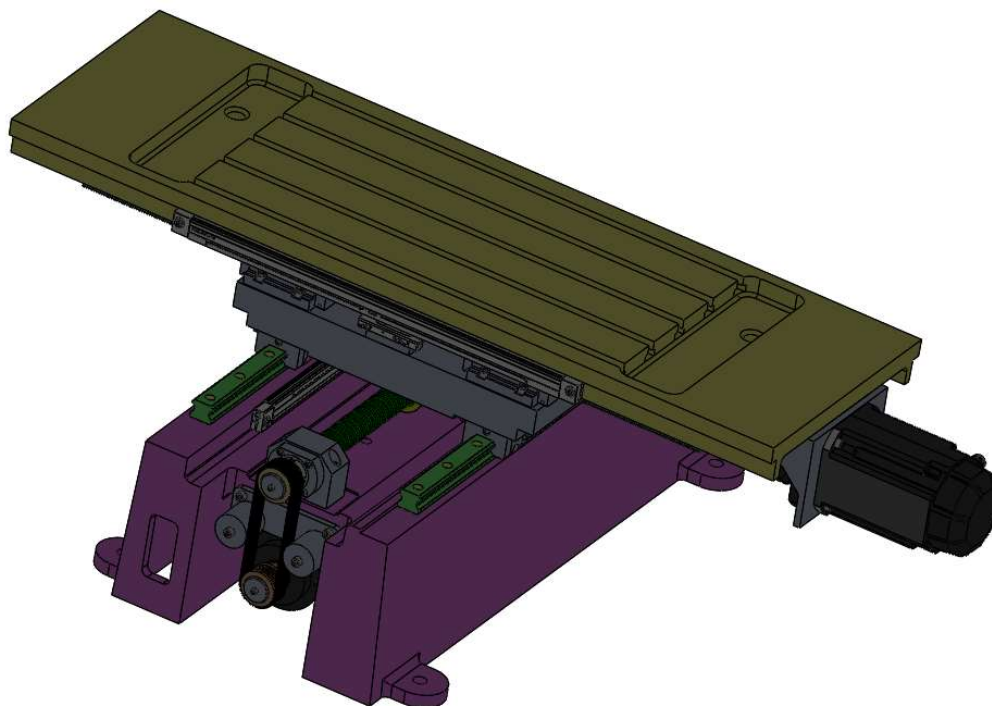
Druhá varianta byla navržena dle obr. 20. Servomotory byly uloženy mimo osu kuličkového šroubu, a to z důvodu zmenšení potřebného prostoru pro křížový stůl. Převod otáček od servomotoru zajišťuje řemenový převod. Kolejnice jsou přišroubované v saním. Saně jsou dlouhé z důvodu potřeby posuvu. Vozíky jsou blízko u sebe z důvodu potřeby dlouhého posuvu. Druhý návrh nebyl zvolen z důvodu obrovského kroutícího momentu působícího při zatížení na obou stranách pracovní desky. Vozíky by byly příliš u sebe, docházelo by k velkým vibracím, velkému kroutícímu momentu a velkému průhybu při zatížení na obou koncích pracovního stolu.



Obr. 20) Druhý konstrukční návrh

Třetí varianta byla navržena dle obr. 21. Servomotor v ose X je rovnoběžný s kuličkovým šroubem. Servomotor v ose Y je mimo osu z důvodu potřeby zmenšit potřebný prostor pro křížový stůl. Převod otáček je zajištěn řemenem. Vozík v ose X je obrácený a

připevněný k saním. Kolejnice je připevněna pomocí šroubů k pracovní desce. Spodní lože jsou prodloužená a jsou na nich vyvrtané 4 připevňovací díry. Třetí varianta byla zvolena jako finální. Tato varianta byla složena z prvních dvou variant.



Obr. 21) Třetí a zároveň finální konstrukční návrh

## 10 KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY

Pro volbu vedení jednotlivých os kuličkového šroubu a motoru bylo potřeba vypočítat řezné síly, které vznikají při obrábění a pohybu v jednotlivých osách křížového stolu.

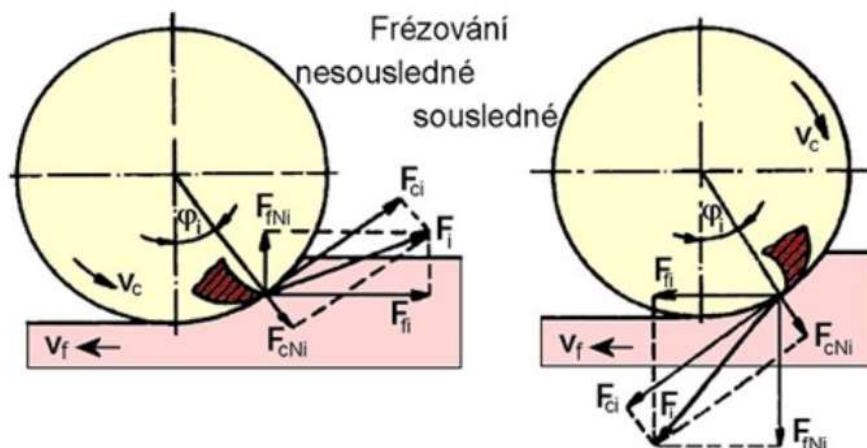
### 10.1 Výpočet sil při frézování

Výpočet řezných sil byl proveden na čelním a podélném frézování. Výpočty provádím dle literatury [22], [23]. Zvolené nástroje jsem vybral z katalogu od společnosti Pramet, která je nejvýznamnějším dodavatelem nástrojů pro Českou republiku.

#### 10.1.1 Celková síla při čelním frézování

Při čelním frézování vzniká více druhů sil (viz obr.22). Velikosti sil se přepočítají vždy na jeden břit nástroje. Velikost jednotlivých sil závisí na odporu obráběného materiálu, na průřezu třísky a materiálu obráběcího břitu (obr.). Celková síla se vypočítá ze složek sil  $F_{ci}$  a  $F_{cni}$  nebo ze složek sil  $F_{fi}$  a  $F_{fni}$ . Jednotlivé síly vektorově sečteme. [22]

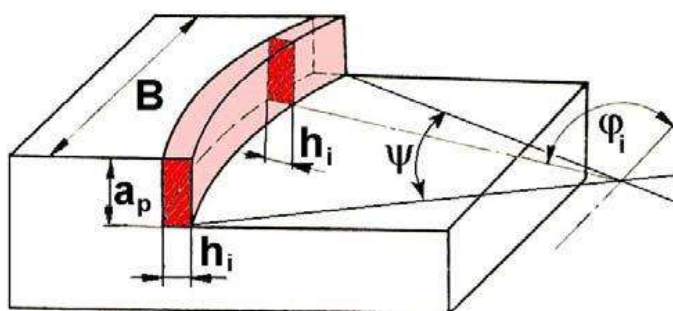




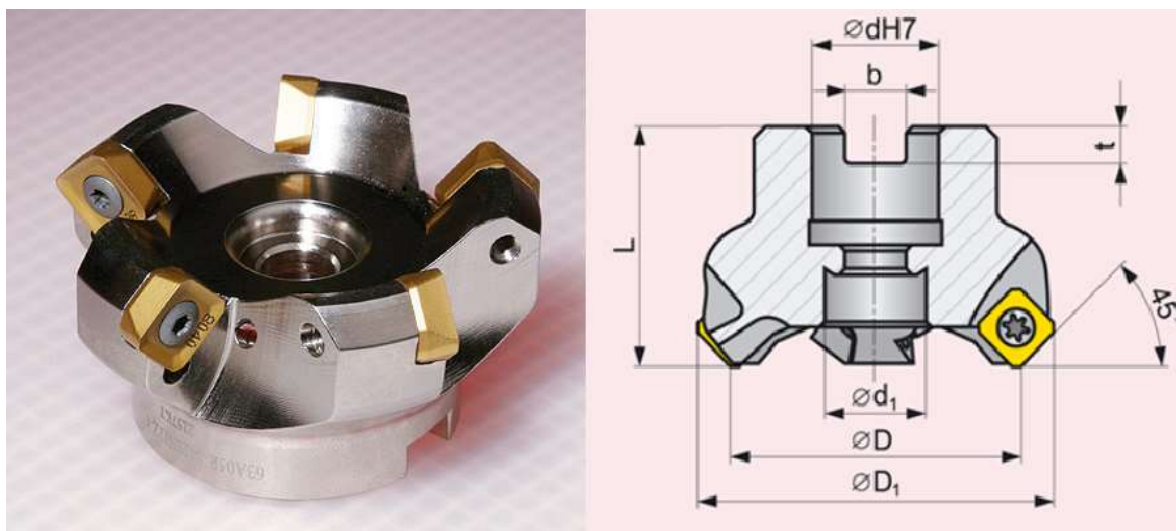
### Řezné síly na zubu válcové frézy v rovině $P_{fe}$

$F_i$  – celková řezná síla     $F_{ci}$  – řezná síla     $F_{cNi}$  – kolmá řezná síla  
 $F_{fi}$  – posuvová síla     $F_{fNi}$  – kolmá posuvová síla [H-I1/123, KP 125]

Obr. 22) Řezné síly působící na břitu frézy [22]



Obr. 23) Průřez třísky při čelném frézování [22]



Obr. 24) Zvolený frézovací nástroj pro čelní frézování (80A06R-S45SN12Z-C) Pramet [24]

Tab. 6) Potřebné parametry zvoleného nástroje (80A06R-S45SN12Z-C) Pramet [24]

D	d <sub>H7</sub>	d <sub>1</sub>	L	D <sub>1</sub>	b	t	z	Chlazení	γ <sub>p</sub> [°]	γ <sub>f</sub> [°]	κ <sub>r</sub> [°]	a <sub>pmax</sub>	kg
80	27	38	50	95	12,4	7	6	+	7,5	-5,5	45	6,5	1,3

Tab. 7) Hodnoty C<sub>Fc</sub> a exponentů x různých materiálů [23]

Obráběný materiál	Válcové frézy	
	C <sub>fc</sub>	x
Nelegovaná ocel R <sub>m</sub> =450 MPa	1200	0,63
Nelegovaná ocel R <sub>m</sub> =650 MPa	1380	0,72
Nelegovaná ocel R <sub>m</sub> =850 MPa	1600	0,72

Tab. 8) Zvolené hodnoty pro výpočet sil při čelním frézování [22]

Posuv na zub	f <sub>z</sub>	0,4	[mm/z]
Konstanta při frézování válcovou frézou	C <sub>fc</sub>	1600	[-]
Exponent při frézování válcovou frézou	x	0,72	[-]
Úhel jednotlivého zubu na fréze	φ <sub>i</sub>	30,90,150	[°]
Úhel záběru	ψ	180	[°]

Konstanta C<sub>Fc</sub> a exponent x jsou zvoleny pro nelegovanou ocel s mezí pevnosti R<sub>m</sub>= 850 MPa.

Počet zubů v záběru při čelním obrábění:

$$n_{z1} = \frac{\psi}{360} \cdot z = \frac{180}{360} \cdot 6 = 3 \quad (1)$$

Řezná síla při čelním frézování:

$$F_{c1} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin \kappa_r^{x-1} \cdot \sum_{i=1}^{n_{z1}} \sin \phi_i^x = 7964 \text{ N} \quad (2)$$

Kolmá řezná síla při čelním frézování:

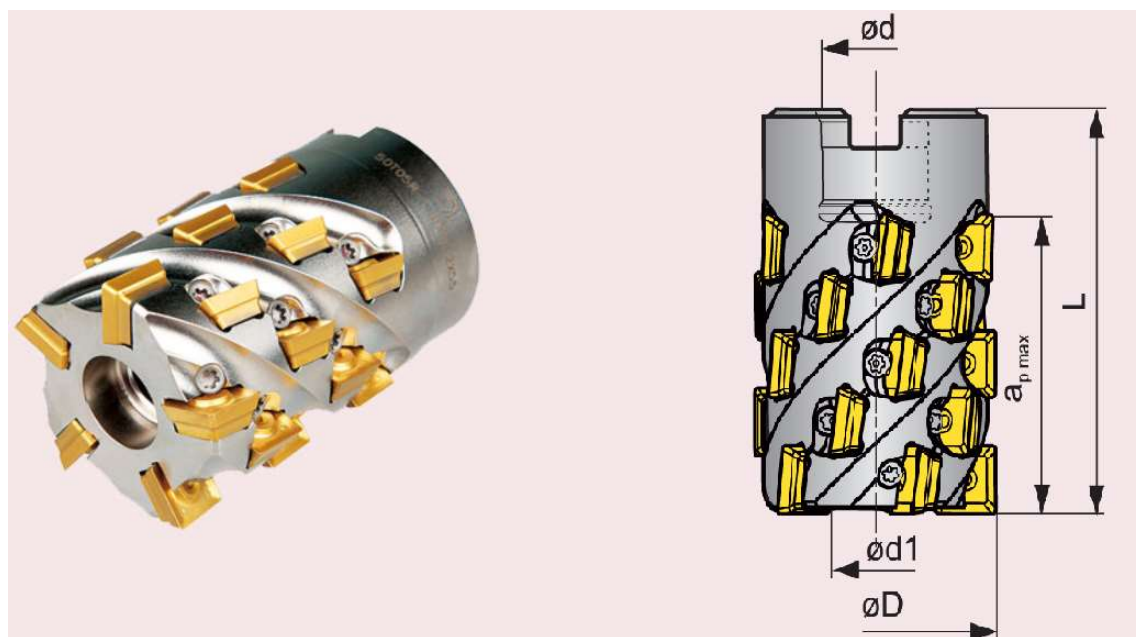
$$F_{cN1} = (0,6 \div 0,8) \cdot F_{c1} = 0,8 \cdot 7964 = 6371 \text{ N} \quad (3)$$

Zvolil jsem hodnotu 0,8 pro vyšší bezpečnost.

Celková řezná síla při čelním frézování:

$$F_{celk1} = \sqrt{F_{cN1}^2 + F_{c1}^2} = \sqrt{6371^2 + 7964^2} = 10199 \text{ N} \quad (4)$$

### 10.1.2 Celková řezná síla při válcovém frézování



Obr. 25) Zvolený frézovací nástroj pro válcové frézování (63T06R-C90SD12X66)Pramet [24]

Tab. 9) Potřebné parametry zvoleného nástroje (63T06R-C90SD12X66) Pramet[24]

D	L	$a_{p\max}$	z	Zn	$\kappa_r [^\circ]$	kg
63	90	65,7	6	36	90	1,3

Tab. 10) Zvolené hodnoty pro výpočet sil při válcovém frézování [22]

Hloubka záběru	$A_p$	65	[mm]
Posuv na zub	$f_z$	0,2	[mm/z]
Konstanta při frézování válcovou frézou	$C_{fc}$	1600	[-]
Exponent při frézování válcovou frézou	X	0,72	[-]
Úhel jednotlivého zubu na fríze	$\phi_i$	30	[°]
Úhel záběru	$\Psi$	60	[°]

Počet zubů v záběru:

$$n_{z2} = \frac{\psi}{360} \cdot z = \frac{60}{360} \cdot 6 = 1$$

(5)

Řezná síla při válcovém frézování:

$$F_{c2} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin \kappa_r^{x-1} \cdot \sum_{i=1}^{n_{z2}} \sin \phi_i^x = 32641 \text{ N}$$

(6)

Kolmá řezná síla při válcovém frézování:

$$F_{cN2} = (0,6 \div 0,8) \cdot F_{c2} = 0,8 \cdot 32641 = 26113 \text{ N}$$

(7)

Zvolil jsem hodnotu 0,8 pro vyšší bezpečnost.



Celková řezná síla při čelním frézování:

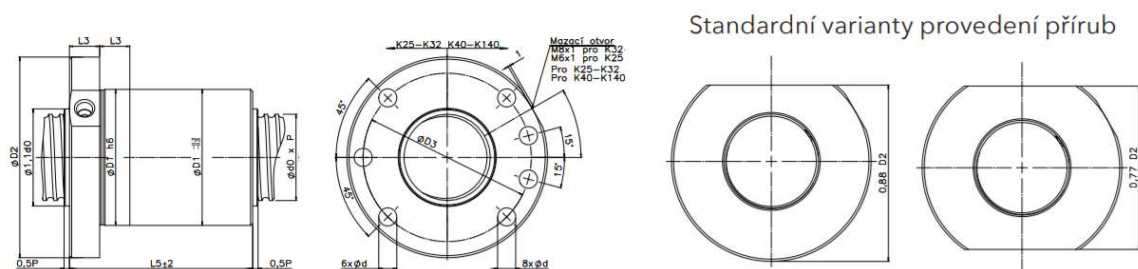
$$F_{\text{celk2}} = \sqrt{F_{\text{cN2}}^2 + F_{\text{c2}}^2} = \sqrt{32641^2 + 26113^2} = 41801 \text{ N}$$

(8)

Z předchozích výpočtů jsem ověřil, že při válcovém frézování působí větší řezná síla než při čelním frézování. Pro další výpočty, jsem zvolil maximální řeznou sílu  $F_{\text{max}} = 41801 \text{ N}$ .

## 10.2 Výpočet kuličkového šroubu pro osu X

Výpočet kuličkového šroubu pro osu X jsem provedl pomocí katalogu od výrobců kuličkových šroubů KSK Precise motion [25]. Podle katalogu jsem zvolil kuličkovou hřídel Heavy duty, která snese větší zatížení. Povrch hřídele je broušený, a tím dosahuje vyšší přesnosti. Za kuličkovou matici jsem zvolil typ APR, která je předepnutá pomocí difference ve stoupání závitu matice. Průměr kuličkového šroubu jsem zvolil 40 milimetrů.



Obr. 26) Zvolený kuličkový šroub s maticí (Matice APR K40) KSK Precise motion [25]

Tab. 11) Potřebné parametry pro kontrolu kuličkového šroubu pro osu X [25]

Průměr kuličkového šroubu	$D_s$	40	mm
Malý průměr kuličkového šroubu	$d_k$	36,2	mm
Stoupání kuličkového šroubu	$P_{kš}$	10	mm
Dynamická únosnost	$C_{\text{dyn}}$	55,074	kN
Statická únosnost	$C_o$	117,381	kN
Vzdálenost mezi ložisky	$l_d$	780	mm
Rychlost rychloposuvu	$v_{\text{rych}}$	12	m/min
Rychlost pracovního posuvu	$v_{\text{prac}}$	6	m/min
Maximální řezná síla	$F_{\text{max}}$	41801	N
Otáčkový faktor (LU)	-	100000	-
Průměr příruby	$D_2$	92	mm
Celková délka příruby	$L_5$	134	mm
Průměr roztečné kružnice	$D_3$	77	mm
Průměr děr pro přichycení matice	$d$	8,4	mm
Velikost délky příruby	$L_3$	14	mm
Vnější průměr matice	$D_1$	63	mm
Koeficient uložení	$k_d$	1,88	-
Koeficient uložení kritického vzpěru	$k_k$	2,05	-

Výpočet maximálních otáček:

Na základě konstrukčního řešení jsem zvolil uložení pevné – volné. Koeficient  $k_d=1,88$

$$n_{kr} = \frac{d_k \cdot k_d \cdot 10^8}{l_d^2} = \frac{36,2 \cdot 1,88 \cdot 10^8}{780^2} = 11186 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 11186 = 8948 \text{ min}^{-1} \quad (10)$$

Otáčky při rychloposuvu:

$$n_{rych} = \frac{v_{rych}}{P_{kš}} = \frac{12}{0,01} = 1200 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{rych} < n_{max}$$

$$1200 < 8948 \quad (11)$$

Kuličkový šroub nedosáhne kritických otáček při rychloposuvu.

Otáčky při pracovním posuvu:

$$n_{prac} = \frac{v_{prac}}{P_{kš}} = \frac{6}{0,01} = 600 \text{ min}^{-1} \quad (12)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$100000 > d_k \cdot n_{rych}$$

$$100000 > 21720 \quad (13)$$

Kuličkový šroub nepřesáhne otáčkového faktoru.

Kontrola vzpěrné stability:

Na základě konstrukčního řešení jsem zvolil koeficient  $k_k = 2,05$

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_d^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{36,2^4}{780^2} \cdot 10^5 = 578627 \text{ N} \quad (14)$$

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 578627 = 289313 \text{ N} \quad (15)$$

Bezpečnost vzpěrné stability:

$$k = \frac{F_{kmax}}{F_{max}} = \frac{289313}{41801} = 6,92 \quad (16)$$

Kuličkový šroub a matice byly zvoleny a následně zkontrolovány podle katalogu od firma KSK Presice motion. Řezná síla byla vypočítaná na materiálu s vyšší mezí pevnosti. Většinou ale budeme mít obráběcí materiál s nižší pevností. Výsledná bezpečnost bude v reálných podmínkách vyšší vypočítaná hodnota.

### 10.3 Výpočet pohonu lineární osy X

Výpočet pohonu byl spočítán podle literatury [2].

#### 10.3.1 Statické hledisko

Tab. 12) Potřebné parametry pro výpočet lineárního pohonu X [2]

Účinnost ložiska	$\eta_s$	0,92	-
Účinnost valivého vedení	$\eta_v$	0,98	-
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta_L$	0,92	-
Maximální řezná síla	$F_{\max}$	41801	N
Stoupání kuličkového šroubu	$P_{kš}$	10	mm
Rychlost pracovního posuvu	$v_{\text{prac}}$	6	m/min
Doba rozběhu na rychloposuv	$t_r$	0,4	s
Počet ložisek	$i$	4	-
Převodový poměr	$i_p$	5	-
Účinnost převodovky	$\eta_p$	0,98	-

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L \cdot \eta_p = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,8128 \quad (17)$$

Výpočet kroutícího momentu:

$$M = \frac{F_{\max} \cdot P_{kš}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot i_p} = \frac{41801 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 0,8128 \cdot 5} = 16,37 \text{ Nm} \quad (18)$$

#### 1.1.1 Kinematické hledisko

Maximální lineární zrychlení přesouvaný ploch:

$$a_{hm} = \frac{v_{\text{rych}}}{t_r \cdot 60} = \frac{12}{0,4 \cdot 60} = 0,5 \text{ m/s}^2 \quad (19)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\epsilon_{kš} = \frac{a_{hm} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{kš}} = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot \pi}{0,01} = 314 \text{ rad/s}^2 \quad (20)$$

Celkové úhlové zrychlení motoru:

$$\epsilon_m = \epsilon_{kš} \cdot i_p = 314,15 \cdot 5 = 1571 \text{ rad/s}^2 \quad (21)$$

Zvolil jsem servomotor od společnosti RAVEO. Má katalogové číslo AKM62M je s brzdou a s odměřovacím zařízením (obr. 27, tab.13). Jedná se o asynchronní servomotor. Mezi charakteristické vlastnosti zvoleného servomotory patří vysoký točivý moment v poměru k momentu setrvačnosti a malý rozběhový moment. Tyto vysoce účinné motory poskytují mimořádně hladký a dynamický chod a jsou dostupné v široké škále typů vinutí, zpětných vazeb. [26] Servomotor má oproti krokovému motoru zpětnou vazbu o poloze natočení.



Obr. 27) Zvolený servomotor s brzkou AKM62M RAVEO [26]

K servomotoru jsem zvolil převodovku AE0120 od společnosti RAVEO. Řada planetových převodovek Apex AE využívá 100 % optimalizované šikmé ozubení, které umožňuje vysoký momentový přenos s vysokou přesností při nízké hlučnosti. Převodovky řady AE mají vysoce kvalitní výstupní ložiska, která zaručují maximální radiální a axiální zatížitelnost. [27]



Obr. 28) Zvolená planetová převodovka AE120 RAVEO [27]

Tab. 13) Potřebné parametry pro výpočet pohonu v ose X [26],[27]

Jmenovité otáčky	$n_N$	3000	$\text{min}^{-1}$
Klidový moment	$M_o$	12,2	Nm
Jmenovitý moment	$M_N$	5,7	Nm
Maximální moment	$M_{\max}$	30,2	Nm
Maximální otáčky	$n_{\max}$	6000	$\text{min}^{-1}$
Výkon	$P$	3,58	kW
Moment setrvačnosti motoru	$J_m$	0,0017	$\text{kgm}^2$
Hmotnost motoru	$m$	8,9	kg
Počet impulzů na otáčku	$\text{imp}$	2048	$\text{imp/ot}$
Počet stupňů převodu		1	-
Převod planetové převodovky	$i_p$	5	-
Setrvačnost převodovky	$J_{pl}$	2,71	$\text{kgcm}^2$
Účinnost planetové převodovky	$\eta_p$	0,98	-
Hmotnost převodovky	$m_p$	6,9	kg

Zvolený servomotor má zpětnou vazbu o poloze natočení. To ve skutečnosti znamená, že nám dává polohu natočení. Tím pádem si můžeme spočítat pomocí rozteče posuv v jednotlivých osách. Navržený křížový stůl má tedy odměřování nepřímé, které je méně přesné než přímé odměřování. Proto jsem ke křížovému stolu doplnil odměřování přímé. Přímé odměřování je připevněné k pracovnímu stolu. Zvolil jsem zapouzďřený lineární snímač LC 485 od společnosti Heidenhain. Zapouzďřený lineární snímač je chránění před prachem, šponami a stříkající vodě. Je určen na obráběcí stroje. Výrobce udává přesnost odměřování  $\pm 5$  mikrometrů. Polohování motoru je zajištěno pomocí kombinovaného snímače polohy EnDat 2.2 také od společnosti Heidenhain. EnDat snímá polohy absolutní a inkrementální. Údaj o absolutní poloze rotoru je přenášen datovým kabelem. Sinusový průběh inkrementálních signálů (1Vpp) zajišťuje vysokou přesnost odměřování. [12]



LC 485

Obr. 29) Zvolený zapouzďřený lineární snímač LC 485 Heidenhain [12]

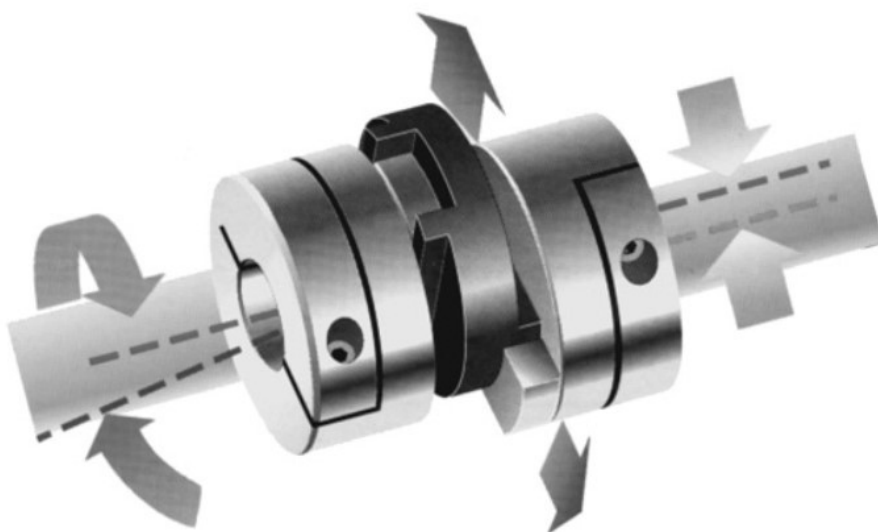
Tab. 14) Potřebná hodnota polohovacího servomotoru [26]

Počet impulzů na otáčku	imp	2048	imp/ot
-------------------------	-----	------	--------

Nejmenší teoretické nastavení polohy osy X:

$$l_{teo} = \frac{1}{i_p} \cdot \frac{P_{kš}}{i_p} = \frac{1}{2048} \cdot \frac{0,010}{5} = 9,8814 \cdot 10^{-7} \text{ m} = 0,00098814 \text{ mm} \quad (22)$$

Mezi pohonem a kuličkovým šroubem jsem zvolil spojku OLDHAM OX57G od společnosti Teatechnik. Třídílná spojka Oldham slouží k přenášení kroutícího momentu. Skládá se ze dvou nábojů a středu. Spojka vyrovnává axiální posunutí, radiální a úhlovou nesouosost. Spojka je bezvúlová. Materiálem náboje spojky je legovaný hliník. Střed spojky je z materiálu acetal. [28]



Obr. 30) Zvolená spojka ODLHAM OX57G Teatechnik [28]

Tab. 15) Potřebné parametry spojky ODLHAM OX57G Teatechnik [28]

Minimální průměr hřídele	$d_{smin}$	12	mm
Maximální průměr hřídele	$d_{smax}$	30	mm
Váha	$m_s$	0,36	kg
Moment setrvačnosti spojky	$J_s$	$1,24 \cdot 10^{-6}$	$\text{kgcm}^2$

### 10.3.2 Dynamické hledisko

Pro výpočet dynamického hlediska jsem použil výpočty z literatury [2] Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Tab. 16) Potřebné parametry pro výpočet dynamického hlediska

Hmotnost stolu+ obrobku	m	450	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Úhel natočení stolu	$\alpha$	0	°
Součinitel tření ve vodicích plochách	$f_1$	0,005	-
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM	$f_2$	0,003	-

Moment zátěže vlivem přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P_{Kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} = 0 \text{ Nm} \quad (23)$$

Z důvodu vodorovné osy  $\alpha = 0^\circ$ , nevzniká nám žádný moment vlivem zátěže.

Moment pasivních odporů:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P_{Kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} = 8,64 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (24)$$

Předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_P = 0,3 \cdot F_{\max} = 0,3 \cdot 41801 = 12\,540,3 \text{ N} \quad (25)$$

Moment ztrát od kuličkového šroubu:

$$M_{Kš} = \frac{F_P \cdot P_{Kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot D_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_c} =$$

$$\frac{12\,540,3 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 450 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,04 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,8128} = 0,755 \text{ Nm} \quad (26)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{Kš} = 0 + 8,64 \cdot 10^{-3} + 0,755 = 0,763 \text{ Nm} \quad (27)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

Kuličkový šroub jsem spočítal jako moment setrvačnosti válce.

$$J_{Kš} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_d \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right)^4 = 0,5 \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,78 \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^4 = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (28)$$

Posuvné hmoty:

$$J_{HM} = m \cdot \left(\frac{P_{Kš}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 450 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (29)$$

Celkový moment setrvačnosti na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_m + J_{pl} + \frac{J_{Kš}}{i_p^2} + \frac{J_{HM}}{i_p^2} + \frac{J_s}{i_p^2}$$

$$= 1,7 \cdot 10^{-3} + 2,71 \cdot 10^{-4} + \frac{1,53 \cdot 10^{-3}}{5^2} + \frac{1,24 \cdot 10^{-3}}{5^2}$$

$$= 2,08 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (30)$$

Kontrola potřebného celkového moment:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 2,08 \cdot 10^{-3} \cdot 1571 + 0,763 = 4,03 \text{ Nm} \quad (31)$$

Vybraný motor vyhovuje v rámci statického a dynamického hlediska. Motor dosahuje jmenovitého momentu 5,7 Nm. Maximální moment, který motor snese, je 32 Nm. Při rychloposuvu je potřeba, aby motor dosáhl 6000 ot/min. Motor je schopen dosáhnout maximálních 6000 ot/min. Motor je na hranici svého maximálního katalogového otáčení. Avšak všechny motory se vyrábějí s možným přetížením 30 procent. Při započítání s přetížením až 30 procent jsem se dostal na maximální otáčky motoru 7800 ot/min.

## 10.4 Výpočet lineárního vedení X

Na křížový stůl jsem zvolil čtyři vozíky v každé ose, které zvýší tuhost a rovnoměrnost zatížení. Návrh a výpočet vozíku jsem provedl pomocí katalogu THK [29].

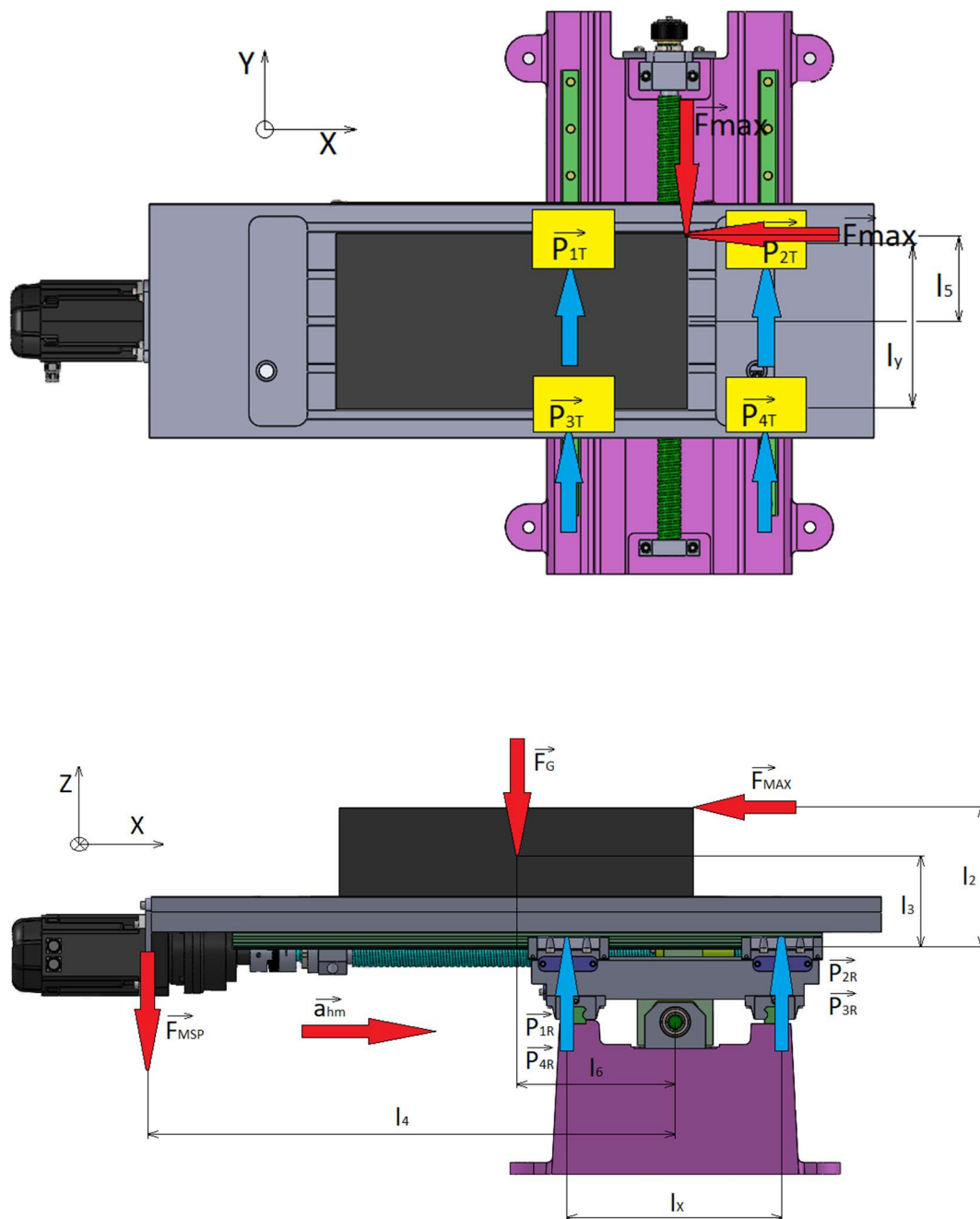
### 10.4.1 Zatížení vozíku při frézování

V tabulce jsou naměřeny vzdálenosti od jednotlivých částech křížového stolu, které jsem potřeboval k výpočtům vedení křížového stolu. Na obrázku je zobrazeno silové působení a různé vzdálenosti křížového stolu v ose X.

Tab. 17) Naměřené hodnoty z konstrukce stolu potřebné k výpočtu lineárního vedení X

Hmotnost motoru+spojky+převodovky	$m_{msp}$	17	kg
Vzdálenost mezi vozíky v ose X	$l_x$	0,362	m
Vzdálenost mezi vozíky v ose Y	$l_y$	0,337	m
Vzdálenost mezi působiště síly $F_{max}$ v ose Z	$l_2$	0,249	m
Vzdálenost těžiště obrobku v ose Z	$l_3$	0,174	m
Vzdálenost servomotoru a převodovky a spojky v ose X	$l_4$	0,94	m
Vzdálenost mezi působiště síly $F_{max}$ v ose Y	$l_5$	0,15	m
Vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose X	$l_6$	0,27	m





Obr. 31) Působení sil při frézování na lineární vedení v ose X  
Síla vzniklá od zrychlování stolu v ose Y nebyla vypočítána, protože vychází řádově menší než v ose X. V tečném směru jsou vozíky zatěžovány pouze silou vzniklou při frézování.

Tečné zatížení:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_{max}}{4} = \frac{41801}{4} = 10450,2 \text{ N}$$

(32)

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_x} + \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_x} + \frac{F_{max} \cdot l_2}{l_x}$$

$$= \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,362} + \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,362} + \frac{41801 \cdot 0,249}{0,362} = 32478,2 \text{ N}$$

(33)

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = -\frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_x} - \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_x} - \frac{F_{max} \cdot l_2}{l_x}$$

$$= -\frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,362} - \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,362} - \frac{41801 \cdot 0,249}{0,362}$$

$$= -32478,2 \text{ N}$$

(34)

#### 10.4.2 Síly vzniklé při zrychlování posuvu

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$P_{1R1} = P_{4R1} = \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_x} + \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_x} + \frac{m \cdot a_{hm} \cdot l_3}{l_x}$$

$$= \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,362} + \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,362} + \frac{450 \cdot 0,5 \cdot 0,174}{0,362} = 3731,9 \text{ N}$$

(35)

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$P_{2R1} = P_{3R1} = -\frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_x} - \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_x} - \frac{m \cdot a_{hm} \cdot l_3}{l_x}$$

$$= -\frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,362} - \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,362} - \frac{450 \cdot 0,5 \cdot 0,174}{0,362}$$

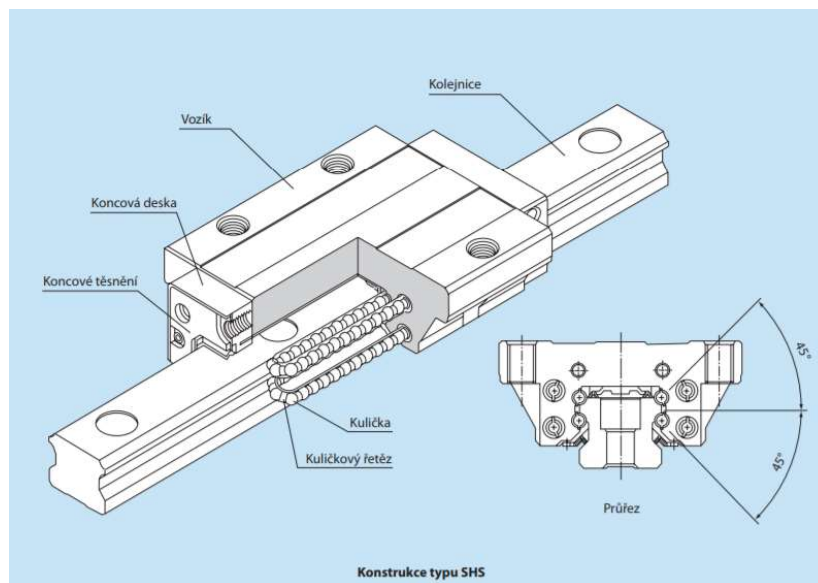
$$= -3731,9 \text{ N}$$

(36)

Pro následující výpočty bylo zvoleno maximální radiální zatížení  $P_R = P_{1R} = 32478,2 \text{ N}$

### 10.4.3 Výpočet životnosti lineárních vozíků

Zvolil jsem lineární vozík od společnosti THK, katalogové označení SHS35 C.



Obr. 32) Zvolený vozík SHS35 C THK [29]

Tab. 18) Potřebné hodnoty zvoleného vozíku SHS35 C THK[29]

Základní statická únosnost vozíku	$C_o$	96600	N
Základní dynamická únosnost vozíku	$C_d$	66000	N
Faktor tvrdosti	$f_H$	1	-
Faktor teploty	$F_T$	1	-
Faktor kontaktu vozíku s vedením	$f_C$	1	-
Faktor zatížení	$f_W$	1,3	-
Maximální zatížení vozíku v radiálním směru	$P_R$	32478,2	N
Maximální zatížení vozíku v tečném směru	$P_T$	10450,2	N

Výpočet celkového ekvivalentního zatížení:

$$P_E = P_R + P_T = 32478,2 + 10450,2 = 42928,5 \text{ N} \quad (37)$$

Bezpečnostní faktor:

$$f_s = \frac{C_o}{P_E} = \frac{96600}{42928,5} = 2,25 \quad (38)$$

Bezpečnostní faktor bylo vypočítán větší než minimální dovolená hodnota 1,25.

Výpočet životnosti v kilometrech:

$$L_1 = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C_d}{P_E} \right)^3 \cdot 50000 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot \frac{66000}{42928,5} \right)^3 \cdot 50000 = 82705,5 \text{ km} \quad (39)$$

Výpočet životnosti v hodinách

$$L_{H1} = \frac{L_1 \cdot 1000}{v_{rych} \cdot 60} = \frac{82705,5 \cdot 1000}{12 \cdot 60} = 68\,921 \text{ hod}$$

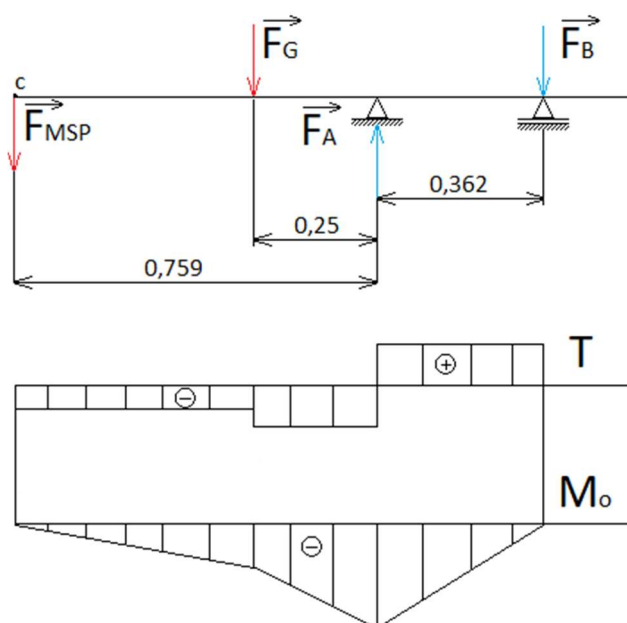
$$68921 \text{ hod} > 20000 \text{ hod}$$

Zvolený vozík splňuje požadavky na trvanlivost.

(40)

### 10.5 Výpočet VVU pro největší ohyb pro osu X

Pro osu X byl spočítán největší možný průhyb pracovní desky. Průhyb byl spočítán bez přítlačné síly, která působí při frézování, a to z důvodu neznámé velikosti této síly.



Obr. 33) Vypočítané a nakreslené VVU

Výpočet síly  $F_B$  byl proveden na základě statické rovnováhy momentu v bodě A.

$$\sum_{i=1}^n M_{i(A)} = 0 = F_B \cdot 0,362 - F_{MSP} \cdot 0,759 - F_G \cdot 0,25 = 0$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot 0,25 + F_{MSP} \cdot 0,759}{0,362} = \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,25 + 17 \cdot 9,81 \cdot 0,759}{0,362} = 2043 \text{ N}$$

(41)

Výpočet síly  $F_A$  byl proveden na základě statické rovnováhy sil v ose Z.

$$\sum_{i=1}^n F_Z = 0 = -F_{MSP} + F_A - F_G - F_B = 0$$

$$F_A = F_{MSP} + F_G + F_B = 17 \cdot 9,81 + 250 \cdot 9,81 + 2043 = 4663 \text{ N}$$

(42)

Výpočet kvadratického momentu:

Kvadratický moment byl vypočítán jako kvadratický moment obdélníku.

$$J_y = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,4 \cdot 0,054^3}{12} = 5,2488 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (43)$$

Výpočet průhybu v místě C.

$$\begin{aligned} \mu_C &= \frac{dW}{dF} = \int_0^{0,509} \frac{-F_{MSP} \cdot x}{E \cdot J_y} \cdot (-x) dx \\ &\quad + \int_{0,509}^{0,759} \frac{(-F_{MSP} - F_G) \cdot x}{E \cdot J_y} \cdot (-x) dx \\ &= \frac{F_{MSP} \cdot 0,759^3}{3 \cdot E \cdot J_y} + \frac{F_G \cdot 0,759^3}{3 \cdot E \cdot J_y} - \frac{F_G \cdot 0,509^3}{3 \cdot E \cdot J_y} = 0,521 \text{ mm} \end{aligned} \quad (44)$$

Byl vypočítán maximální ohyb 0,521 mm. Tento průhyb v reálných podmínkách nebude reálný, protože těžiště obrobku nemůže být v takové vzdálenosti, jak bylo spočítáno. Dále ve výpočtu nebyly zahrnuty síly při frézování, které by ohyb zase zvětšily.

## 10.6 Výpočet kuličkového šroubu pro osu Y

Výpočet kuličkového šroubu je totožný jako pro osu X. Kuličkový šroub a matice byly zvoleny stejně jako pro osu X. Výpočet byl proveden podle katalogu od výrobce kuličkových šroubů KSK Precise motion [25].

Tab. 19) Potřebné parametry pro kontrolu kuličkového šroubu pro osu Y [25]

Průměr kuličkového šroubu	$D_s$	40	mm
Malý průměr kuličkového šroubu	$d_k$	36,2	mm
Stoupání kuličkového šroubu	$P_{kš}$	10	mm
Dynamická únosnost	$C_{dyn}$	55,074	kN
Statická únosnost	$C_o$	117,381	kN
Vzdálenost mezi ložisky	$l_d$	800	mm
Rychlost rychloposuvu	$v_{rych}$	12	m/min
Rychlost pracovního posuvu	$v_{prac}$	6	m/min
Maximální řezná síla	$F_{max}$	41801	N
Otáčkový faktor (LU)	-	100000	-
Průměr příruby	$D_2$	92	mm
Celková délka příruby	$L_5$	134	mm
Průměr roztečné kružnice	$D_3$	77	mm
Průměr děr pro přichycení matice	$d$	8,4	mm
Velikost délky příruby	$L_3$	14	mm
Vnější průměr matice	$D_1$	63	mm
Koeficient uložení	$k_d$	1,88	-
Koeficient uložení kritického vzpěru	$k_k$	2,05	-

Výpočet maximálních otáček:

$$n_{kr} = \frac{d_k \cdot k_d \cdot 10^8}{l_d^2} = \frac{36,2 \cdot 1,88 \cdot 10^8}{800^2} = 10633 \text{ min}^{-1} \quad (45)$$

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kr} = 0,8 \cdot 10633 = 8507 \text{ min}^{-1} \quad (46)$$

Otáčky při rychloposuvu:

$$n_{rych} = \frac{v_{rych}}{P_{kš}} = \frac{12}{0,01} = 1200 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{rych} < n_{max}$$

$$1200 < 8507 \quad (47)$$

Kuličkový šroub nedosáhne kritických otáček při rychloposuvu.

Otáčky při pracovním posuvu:

$$n_{prac} = \frac{v_{prac}}{P_{kš}} = \frac{6}{0,01} = 600 \text{ min}^{-1} \quad (48)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$100000 > d_k \cdot n_{rych}$$

$$100000 > 21720 \quad (49)$$

Kuličkový šroub nepřesáhne otáčkového faktoru.

Kontrola vzpěrné stability:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_d^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{36,2^4}{800^2} \cdot 10^5 = 550057 \text{ N} \quad (50)$$

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 550057 = 275028 \text{ N} \quad (51)$$

Bezpečnost vzpěrné stability:

$$k = \frac{F_{kmax}}{F_k} = \frac{275028}{41801} = 6,5 \quad (52)$$

Kuličkový šroub a matice byly zvoleny a následně zkontrolovány podle katalogu od společnosti KSK Presice motion. Zvolený kuličkový šroub vyhovuje.

## 10.7 Výpočet pohonu lineární osy Y

Výpočet jsem počítal podle literatury [2].

### 10.7.1 Statické hledisko

Tab. 20) Potřebné parametry pro výpočet lineárního pohonu Y [2]

Účinnost ložiska	$\eta_s$	0,92	-
Účinnost valivého vedení	$\eta_v$	0,98	-
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta_L^i$	0,92	-
Maximální řezná síla	$F_{\max}$	41801	N
Stoupání kuličkového šroubu	$P_{kš}$	10	mm
Rychlost pracovního posuvu	$v_{\text{prac}}$	9	m/min
Doba rozběhu na rychloposuv	$t_r$	0,4	s
Počet ložisek	$i$	3	-
Převodový poměr	$i_p$	5	-
Účinnost převodovky	$\eta_p$	0,98	-

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L^i \cdot \eta_p = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,8128 \quad (53)$$

Výpočet krouticího momentu:

$$M = \frac{F_{\max} \cdot P_{kš}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c \cdot i_p} = \frac{41801 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 0,8128 \cdot 5} = 16,37 \text{ Nm} \quad (54)$$

### 10.7.2 Kinematické hledisko

Maximální lineární zrychlení přesouvaných ploch:

$$a_{hm} = \frac{v_{\text{rychl}}}{60 \cdot t_r} = \frac{12}{60 \cdot 0,4} = 0,5 \text{ m/s}^2 \quad (55)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_{kš} = \frac{a_{hm} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{kš}} = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot \pi}{0,01} = 314 \text{ rad/s}^2 \quad (56)$$

Celkové úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_{kš} \cdot i_p = 314,15 \cdot 5 = 1571 \text{ rad/s}^2 \quad (57)$$

Zvolil jsem stejný servomotor jako pro osu X. Servomotor je od společnosti RAVEO. Má katalogové číslo AKM62M a je s brzdou a s odměřovacím zařízením (obr. 24, tab.21). K servomotoru jsem zvolil stejnou planetovou převodovku AE120 od společnosti RAVEO.

Tab. 21) Potřebné parametry pro výpočet pohonu v ose Y [26],[27]

Jmenovité otáčky	$n_N$	3000	$\text{min}^{-1}$
Klidový moment	$M_o$	12,2	Nm
Jmenovitý moment	$M_N$	5,7	Nm
Maximální moment	$M_{\max}$	30,2	Nm
Maximální otáčky	$n_{\max}$	6000	$\text{min}^{-1}$
Výkon	$P_m$	3,58	kW
Moment setrvačnosti motoru	$J_m$	0,0017	$\text{kgm}^2$
Hmotnost motoru	$m$	8,9	kg
Počet impulzů na otáčku	$\text{imp}$	2048	imp/ot
Počet stupňů převodu		1	-
Převod planetové převodovky	$i_p$	5	-
Setrvačnost převodovky	$J_{pl}$	2,71	$\text{kgcm}^2$
Účinnost planetové převodovky	$\eta_p$	0,98	-
Hmotnost převodovky	$m_p$	6,9	kg

K servomotoru jsem zvolil stejný zapouzdřený lineární snímač LC 485 jako u osy X. Zapouzdřený lineární snímač je chráněn před prachem, šponami a stříkající vodě. Je určen na obráběcí stroje. Výrobce udává přesnost odměřování  $\pm 5$  mikrometrů. Polohování motoru je zajištěno pomocí kombinovaného snímače polohy EnDat 2.2 také od společnosti Heidenhain. EnDat snímá polohy absolutní a inkrementální. Údaj o absolutní poloze rotoru je přenášen datovým kabelem. Sinusový průběh inkrementálních signálů (1Vpp) zajišťuje vysokou přesnost odměřování. [12]

Tab. 22) Potřebná hodnota polohovacího servomotoru [26]

Počet impulzů na otáčku	$\text{imp}$	2048	imp/ot
-------------------------	--------------	------	--------

Nejmenší teoretické nastavení polohy osy Y:

$$l_{\text{teo}} = \frac{1}{\text{imp}} \cdot \frac{P_{kš}}{i_p} = \frac{1}{2048} \cdot \frac{0,010}{5} = 9,7656 \cdot 10^{-6} \text{m} = 0,00097656 \text{ mm}$$

(58)

Mezi servomotorem a kuličkovým šroubem jsem zvolil ozubený řemenový převod. Důvodem výběru byla potřeba schovat servomotor, aby nezavazal teleskopickému krytu, a především zmenšení prostoru potřebného pro křížový stůl. Počet zubů malé řemenice jsem zvolil 32. Z důvodu planetové převodovky nebylo potřeba převodového poměru. Proto jsem převodový poměr zvolil  $i_F=1$ . Počet zubů velké řemenice se rovná počtu zubů malé řemenice tedy 32. Po hledání dodavatelů řemenic jsem zvolil řemenice od společnosti TeaTechnik. [30]

Podle zubů jsem zvolil malou i velkou řemenici s katalogovým číslem 32-5M-25. Dále byl vybrán ozubený řemen s šířkou 25 mm, který nám bezpečně přenesení potřebný výkon a zároveň kroutící moment. [30]



Tab. 23) Potřebné hodnoty k výpočtu ozubeného řemene [30]

Počet zubů malé řemenice	$Z_1$	32	-
Počet zubů velké řemenice	$Z_2$	32	-
Rozteč ozubeného řemene	$t_f$	5	mm
Přibližná osová vzdálenost	$a_f$	170	mm
Vnější průměr malé řemenice	$d_f$	50	mm
Vnější průměr velké řemenice	$D_f$	50	mm



Obr. 34) Zvolená malá i velká řemenice 32-5M-25 Teatechnik [30]

Výpočet ozubeného řemenu jsem spočítal pomocí katalogu HABERKORN [34]. Společnost Teatechnik nechtěla poskytnout postup výpočtu pro daný řemen. Proto vypočítané hodnoty se mohou nepatrně lišit od reálných hodnot, avšak zvolený řemen se shoduje s řemenem, který mi doporučila společnost Teatechnik.

Úhel opásání malé řemenice

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_f - d_f}{2 \cdot a_f}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{50 - 50}{2 \cdot 170}\right) = 180^\circ \quad (59)$$

Počet zubů v záběru:

$$z_e = z_1 \cdot \frac{\beta}{360} = 32 \cdot \frac{180}{360} = 16 \quad (60)$$

Délka řemene:

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a_f \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot \left[D_f + d_f + \left(1 - \frac{\beta}{180}\right) \cdot (D_f - d_f)\right] \\ &= 2 \cdot 170 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot \left[50 + 50 + \left(1 - \frac{180}{180}\right) \cdot (50 - 50)\right] \\ &= 497,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Podle katalogu od společnosti Teatechnik byl vybrán normalizovaný ozubený řemen HTD-05M-500-25 s normalizovanou délkou řemenu  $L_p=500$  mm. Zvolený řemen se skládá z neoprenu ze skelných vláken. [31]

(61)

Obvodová rychlost řemene:

$$v_f = \pi \cdot d_f \cdot \frac{n_{\max}}{60 \cdot i_p} = \pi \cdot 0,05 \cdot \frac{6000}{60 \cdot 5} = 3,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (62)$$

Obvodová síla řemene:

$$F_U = \frac{2 \cdot M}{d_f} = \frac{2 \cdot 16,37}{0,05} = 654,8 \text{ N} \quad (63)$$

Napínací síla řemene:

$$F_N = 2 \cdot F_U = 2 \cdot 654,8 = 1310 \text{ N} \quad (64)$$

Potřebný maximální výkon řemene:

$$P = \frac{M \cdot N_{MAX}}{9,55 \cdot 10^3 \cdot i_p} = \frac{16,37 \cdot 6000}{9,55 \cdot 10^3 \cdot 5} = 2,056 \text{ kW} \quad (65)$$

$$2,056 \leq 3,58$$

Zvolený řemen potřebuje maximální výkon 2,056 kW. Servomotor dosahuje výkonu 3,58 kW. Správné napínání řemene zajišťují dvě napínací kladky, které jsou uloženy v ložiskách. Napínací kladky jsem zvolil od společnosti TYMA. Má katalogové číslo RE 3.[35] Zvolené kladky jsou připevněny na obou stranách a tím nám zajistí napnutí řemene po celé ploše. Je nám tedy jedno, na kterou stranu se servomotor otáčí. Zvolený řemen vyhovuje požadavkům.

### 10.7.3 Dynamické hledisko

Pro výpočet dynamického hlediska byla použita literatura [2] Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Tab. 24) Potřebné parametry pro výpočet dynamického hlediska

Hmotnost stolu+ obrobku	m	450	kg
Gravitační zrychlení	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Úhel natočení stolu	$\alpha$	0	°
Součinitel tření ve vodicích plochách	$f_1$	0,005	-
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM	$f_2$	0,003	-

Moment zátěže vlivem přesouvání hmot:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P_{kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} = 0 \text{ Nm} \quad (66)$$

Z důvodu vodorovné osy  $\alpha = 0^\circ$  nám nevzniká žádný moment vlivem zátěže.

Moment pasivních odporů:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P_{kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} = 8,64 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (67)$$

Předeprnutí kuličkového šroubu:

$$F_P = 0,3 \cdot F_{max} = 0,3 \cdot 41801 = 12\,540,3 \text{ N} \quad (68)$$

Moment ztrát od kuličkového šroubu:

$$M_{Kš} = \frac{F_P \cdot P_{Kš}}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_c} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot D_s \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_c} =$$

$$\frac{12\,540,3 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,8128} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 450 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 1 \cdot 0,04 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,8128} = 0,755 \text{ Nm}$$
(69)

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{Kš} = 0 + 8,64 \cdot 10^{-3} + 0,755 = 0,763 \text{ Nm}$$
(70)

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

Kuličkový šroub jsem spočítal jako moment setrvačnosti válce.

$$J_{Kš} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_d \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right)^4 = 0,5 \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^4 = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
(71)

Posuvné hmoty:

$$J_{HM} = m \cdot \left(\frac{P_{Kš}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 450 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
(72)

Moment setrvačnosti řemenice:

Řemenice jsem spočítal jako moment setrvačnosti válce.

$$J_{Ř} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot š_{Ř} \cdot \left(\frac{d_{Ř}}{2}\right)^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,025 \cdot \left(\frac{0,05}{2}\right)^4 = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
(73)

Celkový moment setrvačnosti na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_m + J_{pl} + \frac{J_{Kš}}{i_p^2} + \frac{J_{HM}}{i_p^2} + \frac{J_{Ř}}{i_p^2}$$

$$= 1,7 \cdot 10^{-3} + 2,71 \cdot 10^{-4} + \frac{1,57 \cdot 10^{-3}}{5^2} + \frac{1,2 \cdot 10^{-4}}{5^2}$$

$$= 2,03 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
(74)

Kontrola potřebného celkového moment:

$$M_{md} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 2,03 \cdot 10^{-3} \cdot 1571 + 0,763 = 3,96 \text{ Nm}$$
(75)

Vybraný motor vyhovuje v rámci statického a dynamického hlediska. Motor dosahuje jmenovitého momentu 5,7 Nm. Maximální moment, který motor snese, je 32 Nm. Při rychloposuvu je potřeba aby motor dosáhl 6000 ot/min. Motor je schopen dosáhnout maximálních 6000 ot/min. Je na hranici svého maximálního katalogového otáčení. Avšak všechny motory se vyrábějí s možným přetížením 30 procent. Při započítání s přetížením až 30 procent jsem se dostal na maximální otáčky motoru 7800 ot/min. Zvolený motor vyhovuje.

## 10.8 Výpočet lineárního vedení Y

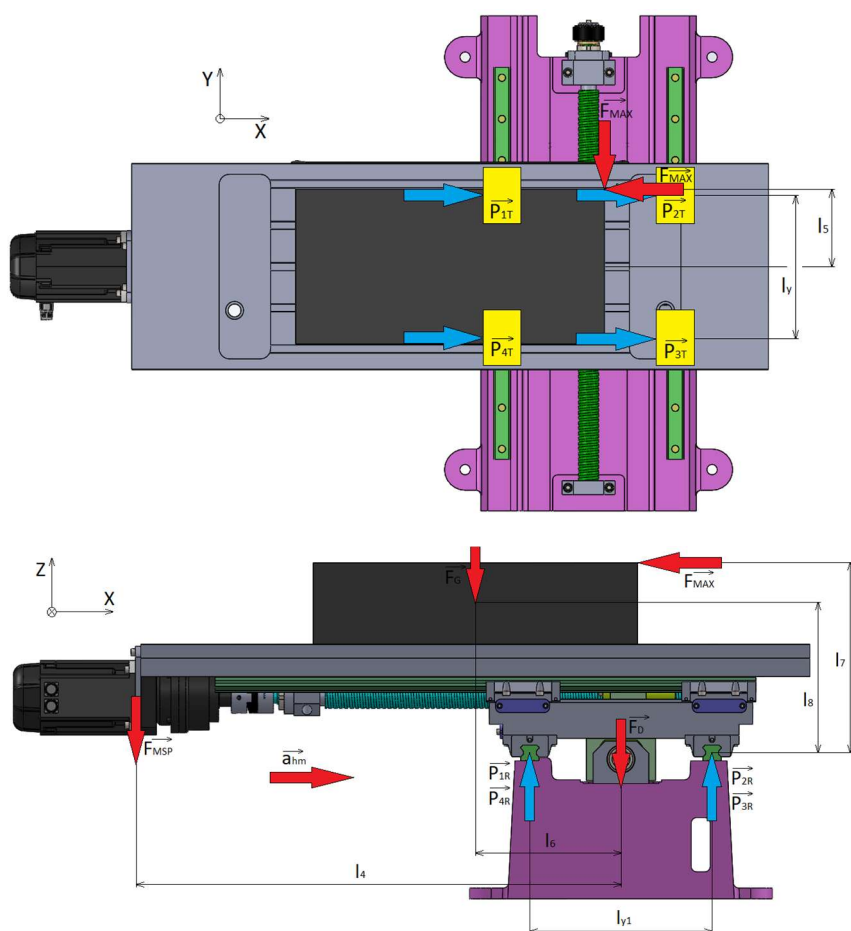
Na křížový stůl jsem zvolil čtyři vozíky v každé ose, které zvýší tuhost a rovnoměrnost zatížení. Návrh a výpočet vozíku jsem provedl pomocí katalogu THK [29].

### 10.8.1 Zatížení vozíku při frézování

V tabulce jsou naměřeny vzdálenosti od jednotlivých částech křížového stolu, které jsem potřeboval k výpočtům vedení křížového stolu. Na obrázku je zobrazeno silové působení a různé vzdálenosti křížového stolu v ose Y.

Tab. 25) Naměřené hodnoty z konstrukce stolu potřebné k výpočtu lineárního vedení Y

Hmotnost saní	$m_s$	56	kg
Hmotnost motoru + převodovky + řemenice	$m_{mpř}$	17	kg
Vzdálenost mezi vozíky v ose X	$l_{y1}$	0,337	m
Vzdálenost mezi vozíky v ose Y	$l_y$	0,22	m
Vzdálenost motoru a převodovky a řemenice v ose Z	$l_4$	0,94	m
Vzdálenost působíště síly $F_{max}$ v ose Y	$l_5$	0,15	m
Vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose X	$l_6$	0,27	m
Vzdálenost působíště síly $F_{max}$ v ose Z	$l_7$	0,35	mm
Vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose Z	$l_8$	0,275	mm



Obr. 35) Působení sil při frézování na lineární vedení v ose Y

Síla vzniklá od zrychlování stolu v ose Y nebyla vypočítána, protože vychází řádově menší než v ose X.

V tečném směru jsou vozíky zatěžovány pouze silou vzniklou při frézování.

Tečné zatížení:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_{\max}}{4} = \frac{41801}{4} = 10450,2 \text{ N} \quad (76)$$

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$\begin{aligned} P_{1R} = P_{4R} &= \frac{m_S \cdot g}{l_{Y1}} + \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_{Y1}} + \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_{Y1}} + \frac{F_{\max} \cdot l_2}{l_{Y1}} \\ &= \frac{56 \cdot 9,81}{0,337} + \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,337} + \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,337} + \frac{41801 \cdot 0,249}{0,337} \\ &= 36517 \text{ N} \end{aligned} \quad (77)$$

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$\begin{aligned} P_{2R} = P_{3R} &= -\frac{m_S \cdot g}{l_{Y1}} - \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_{Y1}} - \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_{Y1}} - \frac{F_{\max} \cdot l_2}{l_{Y1}} \\ &= -\frac{56 \cdot 9,81}{0,337} - \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,337} - \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,337} - \frac{41801 \cdot 0,249}{0,337} \\ &= -36517 \text{ N} \end{aligned} \quad (78)$$

### 10.8.2 Síly vzniklé při zrychlování posuvu

Radiální zatížení vozíku 1 a 4:

$$\begin{aligned} P_{1R1} = P_{4R1} &= \frac{m_S \cdot g}{l_{Y1}} + \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_{Y1}} + \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_{Y1}} + \frac{m \cdot a_{hm} \cdot l_3}{l_{Y1}} \\ &= \frac{56 \cdot 9,81}{0,337} + \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,337} + \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,337} + \frac{450 \cdot 0,5 \cdot 0,174}{0,337} \\ &= 5748,3 \text{ N} \end{aligned} \quad (79)$$

Radiální zatížení vozíku 2 a 3:

$$\begin{aligned} P_{2R1} = P_{3R1} &= -\frac{m_S \cdot g}{l_{Y1}} - \frac{m \cdot g \cdot l_6}{l_{Y1}} - \frac{m_{msp} \cdot g \cdot l_4}{l_{Y1}} - \frac{m \cdot a_{hm} \cdot l_3}{l_{Y1}} \\ &= -\frac{56 \cdot 9,81}{0,337} - \frac{450 \cdot 9,81 \cdot 0,27}{0,337} - \frac{17 \cdot 9,81 \cdot 0,94}{0,337} - \frac{450 \cdot 0,5 \cdot 0,174}{0,337} \\ &= -5748,3 \text{ N} \end{aligned} \quad (80)$$

Pro následující výpočty bylo zvoleno maximální radiální zatížení  $P_R = P_{1R} = 36517 \text{ N}$ .

### 10.8.3 Výpočet životnosti lineárních vozíků

Byl zvolen stejný vozík jako u osy X. Vozík má katalogové označení SHS35 C a jedná se o výrobek společnosti THK.

Tab. 26) Potřebné hodnoty zvoleného vozíku SHS35 C od společnosti THK[29]

Základní statická únosnost vozíku	$C_o$	96600	N
Základní dynamická únosnost vozíku	$C_d$	66000	N
Faktor tvrdosti	$f_H$	1	-
Faktor teploty	$F_T$	1	-
Faktor kontaktu vozíku s vedením	$f_C$	1	-
Faktor zatížení	$f_W$	1,3	-
Maximální zatížení vozíku v radiálním směru	$P_R$	36517	N
Maximální zatížení vozíku v tečném směru	$P_T$	10450,2	N

Výpočet celkového ekvivalentního zatížení

$$P_E = P_R + P_T = 36517 + 10450,2 = 46967,2N \quad (81)$$

Bezpečnostní faktor:

$$f_s = \frac{C_o}{P_E} = \frac{96600}{46967,2} = 2,06 \quad (82)$$

Bezpečnostní faktor byl spočítán a vyšel nám větší než minimální hodnota 1,25.

Výpočet životnosti v kilometrech:

$$L_1 = \left( \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C_d}{P_E} \right)^3 \cdot 50000 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot \frac{66000}{46967,2} \right)^3 \cdot 50000 = 63152 \text{ km} \quad (83)$$

Výpočet životnosti v hodinách:

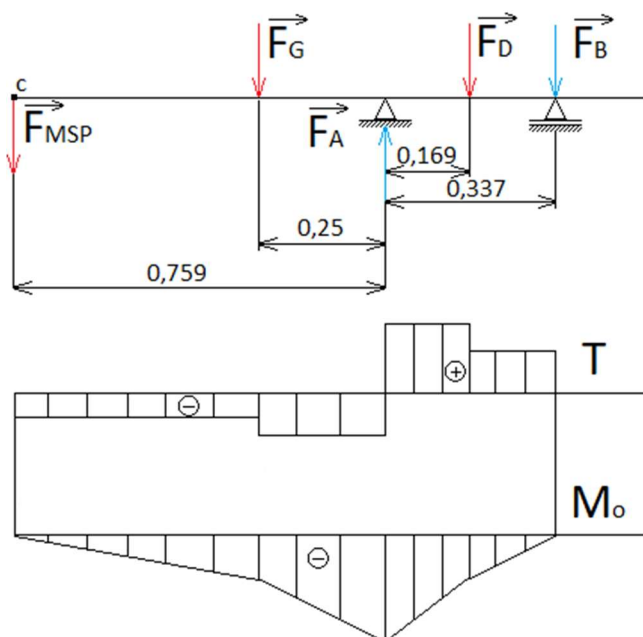
$$L_{H1} = \frac{L_1 \cdot 1000}{v_{rych} \cdot 60} = \frac{63152 \cdot 1000}{12 \cdot 60} = 52626,6 \text{ hod}$$

$$52626,6 \text{ hod} > 20000 \text{ hod} \quad (84)$$

Zvolený vozík splňuje požadavky na trvanlivost.

### 10.9 Výpočet VVU pro největší ohyb pro osu Y

Pro osu Y byl spočítán největší možný průhyb pracovní desky. Průhyb byl spočítán bez přítlačné síly, která působí při frézování, a to z důvodu neznámé velikosti této síly.



Obr. 36) Vypočítané a nakreslené VVU

Výpočet síly  $F_B$  byl proveden na základě statické rovnováhy momentu v bodě A:

$$\sum_{i=1}^n M_{i(A)} = 0 = F_B \cdot 0,337 + F_S \cdot 0,169 - F_{MSP} \cdot 0,759 - F_G \cdot 0,25 = 0$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot 0,25 + F_{MSP} \cdot 0,759 - F_S \cdot 0,169}{0,337}$$

$$= \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,25 + 17 \cdot 9,81 \cdot 0,759 - 56 \cdot 9,81 \cdot 0,169}{0,337} = 2587 \text{ N}$$

(85)

Výpočet síly  $F_A$  byl proveden na základě statické rovnováhy sil v ose Z:

$$\sum_{i=1}^n F_Z = 0 = -F_{MSP} + F_A - F_G - F_B - F_S = 0$$

$$F_A = F_{MSP} + F_G + F_B + F_S = 17 \cdot 9,81 + 250 \cdot 9,81 + 2587 + 56 \cdot 9,91 = 5755 \text{ N}$$

(86)

Výpočet průhybu v místě C:

$$\mu_C = \frac{dW}{dF} = \int_0^{0,50} \frac{-F_{MSP} \cdot x}{E \cdot J_y} \cdot (-x) dx$$

$$+ \int_{0,509}^{0,759} \frac{(-F_{MSP} - F_G) \cdot x}{E \cdot J_y} \cdot (-x) dx$$

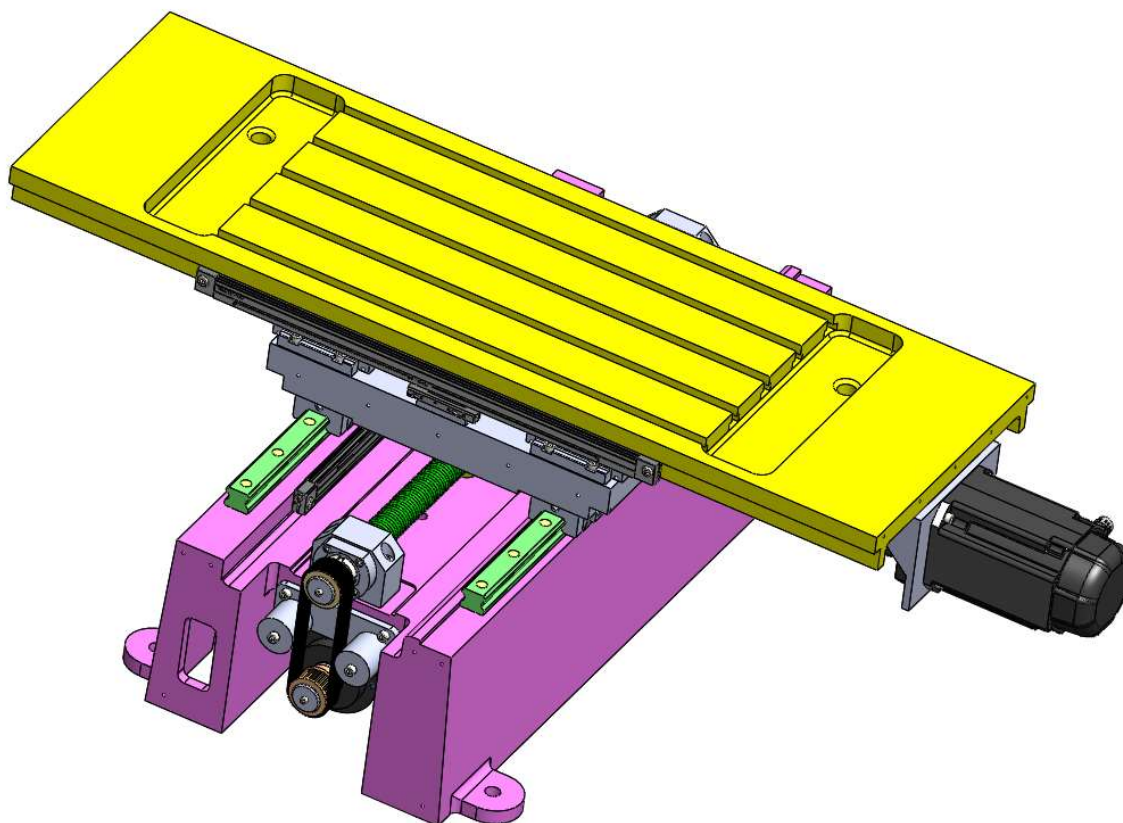
$$= \frac{F_{MSP} \cdot 0,759^3}{3 \cdot E \cdot J_y} + \frac{F_G \cdot 0,759^3}{3 \cdot E \cdot J_y} - \frac{F_G \cdot 0,509^3}{3 \cdot E \cdot J_y} = 0,5219 \text{ mm}$$

(87)

Byl vypočítán maximální ohyb 0,455 mm. Ve výpočtu nebyly zahrnuty síly při frézování, které by ohyb o něco málo zvětšily.

## 11 POPIS ZVOLENÉ KONSTRUKCE

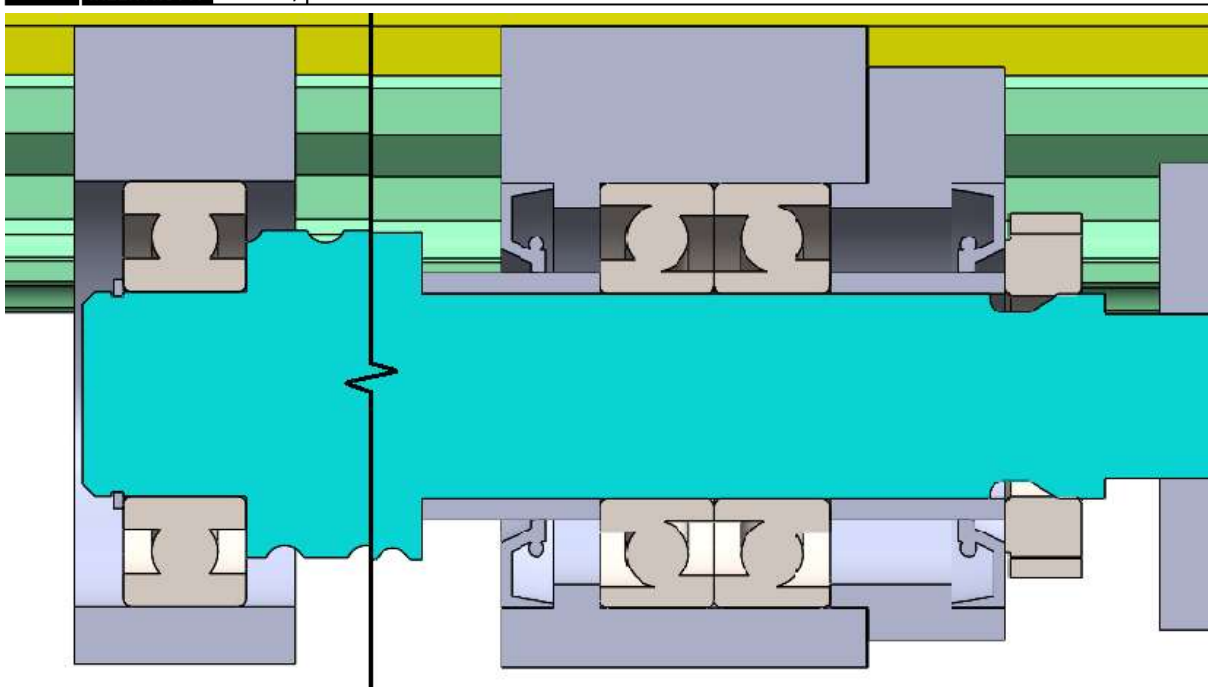
Pro pohon v jednotlivých osách byl vybrán servomotor AKM62M. Pro osu X byl servomotor připojen k planetové převodovce AE120 a dále ke bezvůlové spojce ODLHAM OX57, která byla připojena ke kuličkovému šroubu. Pro osu Y byl servomotor připojen pomocí ozubeného řemene, a to z důvodu potřeby zmenšit prostor potřebný pro křížový stůl. Malá řemenice byla připojena ke kuličkovému šroubu. Na pracovním stole byly vytvořeny T – drážky podle normy ČSN 02 1030. Tyto drážky byly navrženy pro uchycení obrobku. Pro snadnější odvod chladicí kapaliny byly vytvořeny na obou stranách otvory, které bezpečně odvádí chladicí kapalinu mimo křížový stůl.



Obr. 37) Křížový stůl

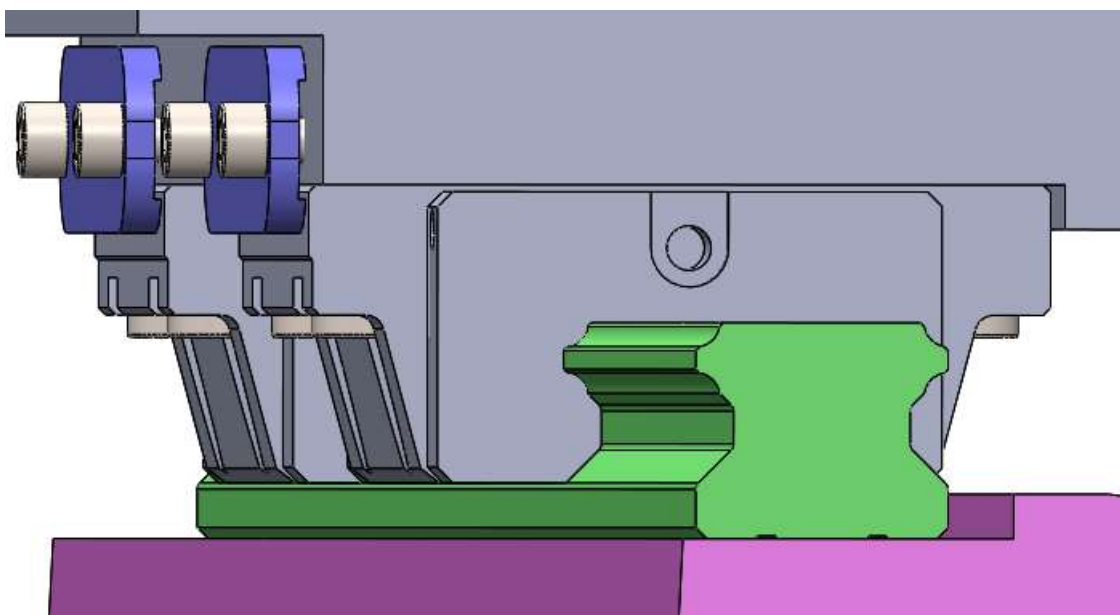
Kuličkový šroub a matice byly zvoleny od KSK Precise motion. Kuličkový šroub je připevněn v každé ose pomocí ložiskových pouzder LPC 25 a LPH 25 od společnosti KSK Precise motion. Kuličkový šroub je na jedné straně připevněn pevně (vpravo) a na druhé straně je připevněn volně (vlevo) (viz obr.38), aby se mohl v případě teplotní dilatace roztáhnout. Pro pevné uložení bylo zvoleno dvouřadé ložisko 7205 BEP s kosoúhlým stykem, které zachytává radiální a axiální zatížení a jeho výrobce je společnost SKF. Toto ložisko je připevněno z obou stran distančními kroužky a zajištěno pojistnou KM maticí. Pro volné uložení bylo zvoleno jednořadové kuličkové ložisko 6205-2RSL a jeho výrobcem je společnost SKF. Pro připevnění matice byla zvolena montážní kostka pro uložení matice MK4063 od společnosti KSK Kuřim.





Obr. 38) Uložení kuličkového šroubu

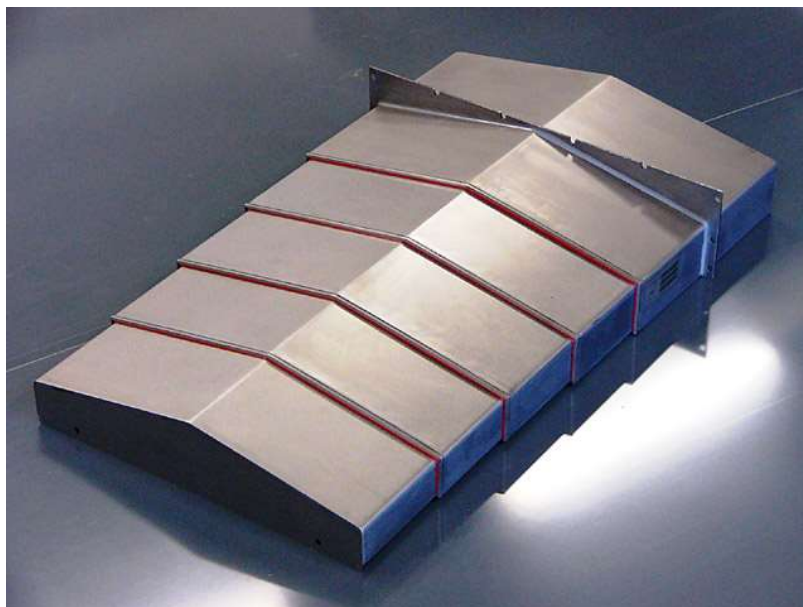
Vedení stolu bylo zajištěno pomocí lineárního vedení. Bylo zvoleno lineární vedení SHS35-C, které odolává vibracím a rázům. Uchycení vedení bylo navrženo tak, aby jedna strana vedení byla připevněna pevně a druhá strana volně. S volným vedením lze mírně pohybovat pouze při montáži, a tím zajistit přesnější rovnoběžnost vedení. Pevné vedení bylo zvoleno tak, aby vozíky byly přitlačeny k referenční hraně pomocí plechových upínek.



Obr. 39) Lineární vedení křížového stolu

## 11.1 Ochrana vedení

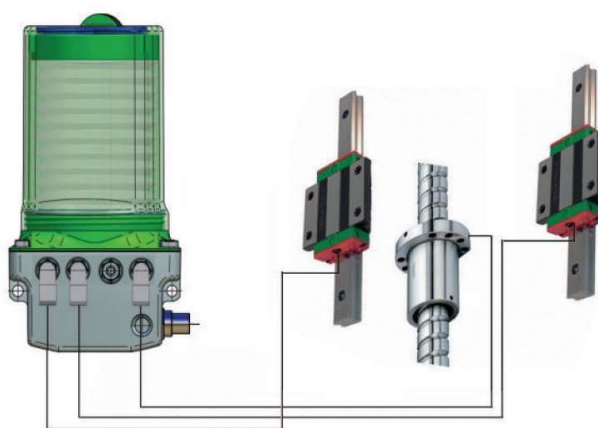
Na ochranu navrženého křížového stolu byly použity teleskopické kryty od společnosti Tecnimetal (viz obr. 32). Zvolený kryt má vyšší odolnost proti vysoké teplotě, třískám a chladicí kapalině. [32] V ose X je potřeba zakrývat 700 mm a v ose Y 500 mm. Velikost místa pro osu X je 130 mm, pro osu Y 100 mm.



Obr. 40) Zvolený kryt od společnosti Tecnimetal [32]

## 11.2 Mazání kuličkového šroubu a matice a lineárního vedení

Pro mazání kuličkového šroubu a lineárního vedení bylo zvoleno automatické tukové mazání FlexxPump 400 DLS s katalogovým číslem 135-240-210 od společnosti Hiwin. Je to mimořádně kompaktní mazací systém s pulzním mazáním řízený pomocí PLC.[33]



Obr. 41) Zvolený systém mazání 135-240-210 Hiwin [33]

## 12 ZÁVĚR

Bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh křížového stolu, který je součástí obráběcího stroje. Je rozdělena na dvě části. Z důvodu velkého množství výpočtů, které bylo nutno provést pro návrh křížového stolu, má větší rozsah.

První část je rešeršní. Popisuje rozdělení křížových stolů a obsahuje popisy jejich nejdůležitějších částí. Na konci rešeršní části jsem provedl průzkum předních výrobců strojů s křížovými stoly. Rešeršní část končí výběrem těch nedůležitých částí křížového stolu a odůvodněním této volby. Dále byly zvoleny základní parametry pro navrhovaný křížový stůl viz (tab 27). Tyto parametry byly zvoleny tak, aby navrhovaný křížový stůl měl lepší parametry, než mají dosavadní obráběcí stroje.

Druhá část je výpočtová a konstrukční. Postup výpočtu byl zvolen od nástroje. Nejprve jsem spočítal síly působící při obrábění. Poté jsem pokračoval výpočtem kuličkového šroubu a motoru. Pro osu X jsem zvolil a následně zkontroloval servomotor AKM62M od společnosti RAVEO. Z důvodu vysokého krouticího momentu a potřeby zredukovat otáčky servomotoru jsem k servomotoru zvolil planetovou převodovku AE120 s převodovým poměrem  $i=5$  od společnosti RAVEO. Servomotor nám posílá zpětnou vazbou o poloze natočení. Pomocí natočení a rozteče kuličkového šroubu lze spočítat posuv. Jedná se tedy o nepřímé odměřování polohy. Z důvodu vyšší přesnosti odměřování jsem doplnil křížový stůl přímým odměřováním, které zvyšuje přesnost stolu. Jednalo se o zapouzdřené přímé absolutní lineární vedení LC485 od společnosti Heidenhain. Dále jsem zkontroloval zvolené lineární vedení SHS35-C. Poté byla zkontrolována osa Y. Pro osu Y byl použit stejný kuličkový šroub, lineární vedení a motor s planetovou převodovkou. Výpočet byl tedy stejný jako pro osu X. Spojka byla nahrazena řemenovým převodem z důvodu ušetření místa pro křížový stůl. Ozubený řemen byl vypočítán na převodový poměr 1.

Konstrukce křížového stolu byla zpracována v modelovacím programu SolidWorks 2017 Studentské verze.

Tab. 27) Výsledné parametry křížového stolu

Název veličiny	Hodnota
Rozměr plochy	1230x400 mm
Upínací drážky – počet	5
Šířka a rozteč upínacích drážek	18x100
Hmotnost stolu	460 kg
Maximální zatížení stolu	250 kg
Pracovní zdvih podélný X	500 mm
Pracovní zdvih příčný Y	400 mm
Max. pracovní posuv	6000 mm/min
Rychloposuv X, Y	12000 mm/min

## 13 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Křížový stůl s ručním pohonem. *machinotech*. [online]. Praha: Machinotech, 2018 [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: <http://www.machinotech.cz/krizove-stoly/krizovy-stul-presny-330x220mm.html>
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. 2014. Praha: MM publishing, 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [3] Křížový stůl s elektricky řídicím pohonem. *Rf.technik.cz* [online]. Praha: RF Technik, 2018 [cit. 2018-01-16]. Dostupné z: <http://www.rf-technik.cz/zbozi/detail/24360>
- [4] Trapézový šroub. *ROXOM* [online]. Mohelnice: Fadrný, 2018 [cit. 2018-01-16]. Dostupné z: <http://www.prodejlozisek.cz/product-category/trapezove-srouby/>
- [5] Princip kuličkové šroubu a matice. *MM spektrum* [online]. Praha: MM spektrum, 2018 [cit. 2018-01-16]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-2.html>
- [6] Vymezení vůle a předpnutí matic. *MM spektrum* [online]. Praha: MM spektrum, 2018 [cit. 2018-01-16]. Dostupné z: [https://www.mmspektrum.com/content/image/gallery/0005\\_2015\\_113\\_1430146678/ksk\\_obr\\_01\\_big.jpg](https://www.mmspektrum.com/content/image/gallery/0005_2015_113_1430146678/ksk_obr_01_big.jpg)
- [7] Hřeben a pastorek. *REM-technik* [online]. Brno: REM-technik, 2018 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky/pohon-s-ozubenym-hrebenem/system-pridavneho-pastorku-zv-a-hrebenu-844.html>
- [8] Lineární motor. *Pohonnatechnika.cz* [online]. Praha: pohonnatechnika, 2018 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/linearni-motor>
- [9] *Moderní konstrukční řešení CNC strojů* [online]. Uherské hradiště, 2010 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/2904039-Moderni-konstrukni-reseni-cnc-stroju.html>. Projekt. Střední odborná škola technická Uherské Hradiště.
- [10] VAVŘÍK, Ivan, Petr BLECHA a Josef HAMPL. Výrobní stroje a zařízení: Syllabus přednášek pro kombinované bakalářské studium. 1. VUT, 2002.
- [11] Valivé vedení. *Controlengcesko* [online]. Londýn: Bosch Rexroth, 2011 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.controlengcesko.com/hlavni-menu/artikuly/artikul/article/polohovani-vedeni-a-ustavovani/>
- [12] Lineární snímače. *Www.heidenhain* [online]. Německo: heidenhain, 2017 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: [https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)
- [13] KOPR, "Pavel. *Programování CNC strojů* [online]. Brno, 2013 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/23515108-Mendelova-univerzita-v-brne-agronomicka-fakulta-bakalarska-prace.html>. Bakalářská práce. MENDELOVA UNIVERZITA AGRONOMICKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Tng. Jiří Votav Ph.D.
- [14] TOS Olomouc. *TOS Olomouc* [online]. Olomouc, 2017 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <https://www.tos-olomouc.cz/>
- [15] TOS Olomouc FGV 32. *TOS Olomouc* [online]. Olomouc, 2010 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <https://www.tos-olomouc.cz/files/oc/produktove-informace/fgv32.pdf>
- [16] PROMA. *PROMA* [online]. Praha, 2018 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.promacz.cz/Znacka/PROMA>

- [17] PROMA FH-150. *PROMA* [online]. Praha, 2017 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.promacz.cz/fh-150-univerzalni-frezka-s-digitalnim-odmerovanim.html>
- [18] OPTIMUM machines. *OPTIMUM machines* [online]. Německo, 2017 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.optimum-machines.com/about-us/index.html>
- [19] První hanácká BOW: CNC frézka OPTImill F 105. *Bow* [online]. Olomouc, 2013 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://cnc.bow.cz/produkt/3501100-cnc-frezka-optimill-f-105/>
- [20] TAJMAC-ZPS. *TAJMAC-ZPS* [online]. Zlín, 2012 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/historie>
- [21] TAJMAC-ZPS: Vertikální obráběcí centrum MCFV 1260. *TAJMAC-ZPS* [online]. Zlín, 2012 [cit. 2018-01-28]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/MCFV-1260>
- [22] HUMÁR, Anton. Technologie obrábění-1 část. *Ust.fme.vutbr* [online]. Brno, 2003 [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory/TI\\_TO-1cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory/TI_TO-1cast.pdf)
- [23] KOČMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Vyd.1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [24] Pramet: E-catalog. *Pramet* [online]. Šumperk, 2016 [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://ecat.pramet.com/default.aspx>
- [25] KSK-Kuličkové šrouby. [Http://www.ksk-pm.cz](http://www.ksk-pm.cz) [online]. Kuřim: ksk-pm, 2018 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.ksk-pm.cz/kulickove-srouby/typy-maticovych-jednotek/matice-typu-apr-predepnuta-matice-s-prirubou/>
- [26] RAVEO. *Www.raveo.cz* [online]. Otrokovice: raveo, 2017 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/AKM-servomotory#>
- [27] RAVEO. *Www.raveo.cz* [online]. Otrokovice: raveo, 2017 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/apex-AE>
- [28] Spojka-Teatechnik. *Www.teatechnik.cz* [online]. Popůvky: teatechnik, 2018 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/spojky-oldham/>
- [29] Linear Motion Systems THK: Katalog lineárního vedení. *Www.thk.com* [online]. Japonsko: THK, 2017, 2015 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: [http://abh30.com/thk/catalogcenter/eng/?\\_ga=2.246875587.696010071.1524298865-316491583.1517650559](http://abh30.com/thk/catalogcenter/eng/?_ga=2.246875587.696010071.1524298865-316491583.1517650559)
- [30] Řemenice. *Www.teatechnik.cz* [online]. Popůvky: teatechnik, 2018 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/remenice-htd/>
- [31] Řemen. *Www.teatechnik.cz* [online]. Popůvky: teatechnik, 2018 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/remeny-htd/>
- [32] Teleskopický kryt. *Www.tecnimetal.cz* [online]. Zlín: tecnimetal, 2014 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: <http://www.tecnimetal.cz/vyrobní-program/teleskopické-kryty/>
- [33] Mazací systém FlexxPump. *Www.hiwin.cz* [online]. Brno: Hiwin, 2014 [cit. 2018-04-21]. Dostupné z: [http://www.hiwin.cz/cz/produkty/lineární-vedení/mazání/187\\_centralní-mazací-systém-flexxpump](http://www.hiwin.cz/cz/produkty/lineární-vedení/mazání/187_centralní-mazací-systém-flexxpump)
- [34] Výpočet řemenu. *Www.Haberkorn.cz* [online]. Mokré Lazce: Haberkorn, 2016 [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: <https://logismarketcz.cdnwm.com/ip/haberkorn-ulmer-pohonné-systémy-ozubené-remeny-475486.pdf>
- [35] Napínací kladka. *Www.tyma.cz* [online]. Trmice: TYMA, 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/retezy/Napínák-TERE.pdf>

# 14 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

## 14.1 Seznam použitých symbolů.

Symbol	Jednotka	Popis
$a_{hm}$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení přesouvajících hmot
$a_{ř}$	[mm]	osová vzdálenost řemene
$a_p$	[mm]	hloubka záběru
$C_D$	[N]	dynamická únosnost vozíku
$C_{Fc}$	[-]	konstanta při frézování
$C_O$	[N]	Statická únosnost vozíku
$d_k$	[mm]	malý průměr hřídele kuličkového šroubu
$d_{ř}$	[mm]	vnější průměr malé řemenice
$D_{ř}$	[mm]	vnější průměr velké řemenice
$D_s$	[mm]	průměr hřídele kuličkového šroubu
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu (litina)
$f_1$	[-]	součinitel tření kuličkového šroubu
$f_2$	[-]	součinitel tření ve valivém vedení
$F_A$	[N]	síla působící z VVU na podporu A
$F_B$	[N]	síla působící z VVU na podporu B
$f_c$	[-]	faktor kontaktu vozíku s vedením
$F_{celki}$	[N]	výsledná řezná síla při frézování
$F_{ci}$	[N]	řezná síla
$F_{CNi}$	[N]	kolmá řezná síla
$f_H$	[-]	faktor tvrdosti
$F_k$	[N]	kritická síla na vzpěr
$F_{kmax}$	[N]	maximální přípustná síla na vzpěr v kuličkovém šroubu
$F_{max}$	[N]	maximální provozní síla
$F_N$	[N]	napínací síla řemene
$F_p$	[N]	předepnutí kuličkového šroubu
$f_T$	[-]	faktor teploty
$F_U$	[N]	obvodová síla řemene
$f_W$	[-]	faktor zatížení
$f_Z$	[mm/z]	posuv na zub
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
$i$	[-]	počet ložisek
$i_p$	[-]	převodový poměr planetové převodovky
$imp$	[-]	počet impulsů zvoleného servomotoru
$J_{HM}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti posuvné hmoty
$J_{Kš}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu k ose rotace
$J_m$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$J_{pl}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodu
$J_{rhm}$	[kgm <sup>2</sup> ]	celkový moment setrvačnosti

$J_{\dot{R}}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti řemenice
$J_s$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti spojky
$k_d$	[-]	koeficient uložení
$k_k$	[-]	koeficient uložení kritického vzpěru
$L_1$	[km]	životnost vozíku v kilometrech
$l_2$	[m]	vzdálenost působíště síly $F_{max}$ v ose Z
$l_3$	[m]	vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose Z
$l_4$	[m]	vzdálenost těžiště motoru, spojky a převodovky v ose X
$l_5$	[m]	vzdálenost působíště síly $F_{max}$ v ose Y
$l_6$	[m]	vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose X
$l_7$	[m]	vzdálenost působíště síly $F_{max}$ v ose Z
$l_8$	[m]	vzdálenost těžiště stolu a obrobku v ose X
$l_d$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
$L_H$	[hod]	životnost v provozních hodinách
$L_P$	[mm]	délka řemene
$l_{teo}$	[mm]	nejmenší teoretické nastavení polohy nepřímým odměřováním
$l_x$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose X
$l_y$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose Y
$l_{y1}$	[m]	vzdálenost mezi vozíky v ose X
$M$	[Nm]	krouticí moment
$m$	[kg]	hmotnost stolu + obrobku
$M_G$	[Nm]	moment od třecích sil přesouvajících hmot
$M_{GT}$	[Nm]	moment od tíhové síly
$M_{K\dot{S}}$	[Nm]	ztrátový moment od předepnutého kuličkového šroubu
$M_{md}$	[Nm]	celkový moment z hlediska dynamiky
$M_{MSP}$	[kg]	hmotnost motoru a spojky a převodovky
$M_{Zdrhm}$	[Nm]	celkový dynamický moment ztrát redukovaný na hřídel motoru
$n_{kr}$	[ot/min]	kritické otáčky kuličkového šroubu
$n_{max}$	[ot/min]	maximální přípustné otáčku kuličkového šroubu
$n_{prac}$	[ot/min]	otáčky při pracovním posuvu na kuličkovém šroubu
$n_{rych}$	[ot/min]	otáčky při rychloposuvu na kuličkovém šroubu
$P_E$	[N]	ekvivalentní zatížení vozíku
$P_{iR}$	[N]	zatížení lineárních vozíků v radiálním směru
$P_{iT}$	[N]	zatížení lineárních vozíků v tečném směru
$P_{k\dot{S}}$	[mm]	stoupání kuličkového šroubu
$P_R$	[N]	maximální zatížení lineárních vozíků v radiálním směru
$P_T$	[N]	maximální zatížení lineárních vozíků v tečném směru
$t_r$	[s]	dobu rozběhu motoru na rychloposuv
$v_{prac}$	[m/min]	navržená rychlost pracovního posuvu
$v_{rych}$	[m/min]	navržená rychlost při rychloposuvu
$v_{\dot{f}}$	[m/s]	obvodová rychlost řemene
$x$	[-]	exponent při frézování
$z_e$	[-]	počet zubů v záběru
$\alpha$	[°]	úhel natočení stolu od vodorovné osy

$\beta$	[°]	úhel opásání řemene
$\epsilon_{kš}$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlené kuličkového šroubu
$\epsilon_m$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlení motoru
$\eta_c$	[-]	celková účinnost
$\eta_l$	[-]	účinnost ložiskách
$\eta_p$	[-]	účinnost planetové převodovky
$\eta_s$	[-]	účinnost spojky
$\eta_v$	[-]	účinnost lineárního vedení
$\rho$	[kgm <sup>-3</sup> ]	hustota železa
$\kappa_r$	[°]	úhel nastavení hlavního ostří
$\psi$	[°]	úhel záběru

## 14.2 Seznam tabulek

<b>TAB. 1) PARAMETRY KONZOLOVÉ FRÉZKY FGV 32 [15] .....</b>	<b>31</b>
<b>TAB. 2) PARAMETRY UNIVERSÁLNÍ FRÉZKY FH-150 PROMA [17].....</b>	<b>32</b>
<b>TAB. 3) PARAMETRY CNC FRÉZKY OPTIMILL F 105 [19] .....</b>	<b>33</b>
<b>TAB. 4) PARAMETRY VERTIKÁLNÍHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA MCFV 1260 TAJMAC [21].....</b>	<b>34</b>
<b>TAB. 5) VOLBA PARAMETRŮ KŘÍŽOVÉHO STOLU .....</b>	<b>35</b>
<b>TAB. 6) POTŘEBNÉ PARAMETRY ZVOLENÉHO NÁSTROJE (80A06R-S45SN12Z-C) PRAMET [24] .....</b>	<b>39</b>
<b>TAB. 7) HODNOTY <math>C_{FC}</math> A EXPONENTŮ X RŮZNÝCH MATERIÁLŮ [23] ....</b>	<b>39</b>
<b>TAB. 8) ZVOLENÉ HODNOTY PRO VÝPOČET SIL PŘI ČELNÍM FRÉZOVÁNÍ [22] .....</b>	<b>39</b>
<b>TAB. 9) POTŘEBNÉ PARAMETRY ZVOLENÉHO NÁSTROJE (63T06R-C90SD12X66) PRAMET[24] .....</b>	<b>40</b>
<b>TAB. 10) ZVOLENÉ HODNOTY PRO VÝPOČET SIL PŘI VÁLCOVÉM FRÉZOVÁNÍ [22] .....</b>	<b>40</b>
<b>TAB. 11) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO KONTROLU KULIČKOVÉHO ŠROUBU PRO OSU X [25].....</b>	<b>41</b>
<b>TAB. 12) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET LINEÁRNÍHO POHONU X [2] .....</b>	<b>43</b>
<b>TAB. 13) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET POHONU V OSE X [26],[27] .....</b>	<b>45</b>
<b>TAB. 14) POTŘEBNÁ HODNOTA POLOHOVACÍHO SERVOMOTORU [26] .</b>	<b>46</b>
<b>TAB. 15) POTŘEBNÉ PARAMETRY SPOJKY ODLHAM OX57G TEATECHNIK [28].....</b>	<b>46</b>
<b>TAB. 16) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET DYNAMICKÉHO HLEDISKA.....</b>	<b>46</b>



TAB. 17) NAMĚŘENÉ HODNOTY Z KONSTRUKCE STOLU POTŘEBNÉ K VÝPOČTU LINEÁRNÍHO VEDENÍ X .....	48
TAB. 18) POTŘEBNÉ HODNOTY ZVOLENÉHO VOZÍKU SHS35 C THK[29].51	
TAB. 19) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO KONTROLU KULIČKOVÉHO ŠROUBU PRO OSU Y [25] .....	53
TAB. 20) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET LINEÁRNÍHO POHONU Y [2].. .....	55
TAB. 21) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET POHONU V OSE Y [26],[27] .....	56
TAB. 22) POTŘEBNÁ HODNOTA POLOHOVACÍHO SERVOMOTORU [26] .56	
TAB. 23) POTŘEBNÉ HODNOTY K VÝPOČTU OZUBENÉHO ŘEMENE [30]57	
TAB. 24) POTŘEBNÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET DYNAMICKÉHO HLEDISKA.....	58
TAB. 25) NAMĚŘENÉ HODNOTY Z KONSTRUKCE STOLU POTŘEBNÉ K VÝPOČTU LINEÁRNÍHO VEDENÍ Y .....	60
TAB. 26) POTŘEBNÉ HODNOTY ZVOLENÉHO VOZÍKU SHS35 C OD SPOLEČNOSTI THK[29] .....	62
TAB. 27) VÝSLEDNÉ PARAMETRY KŘÍŽOVÉHO STOLU .....	67

### 14.3 Seznam obrázků

OBR. 1) KŘÍŽOVÝ STŮL S RUČNÍM POHONEM [1] .....	16
OBR. 2) KŘÍŽOVÝ STŮL S ELEKTRICKY ŘÍDÍCÍM POHONEM [3] .....	17
OBR. 3) TRAPÉZOVÝ ŠROUB A RŮZNÉ DRUHY MATIC [4] .....	18
OBR. 4) PROVEDENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE [5] .....	19
OBR. 5) ZPŮSOBY VYMEZENÍ VŮLI A PŘEDEPNUTÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU [6].....	20
OBR. 6) HŘEBEN A PASTOREK OD FIRMY STOBER [7] .....	21
OBR. 7) ŠNEK A ŠNEKOVÝ HŘEBEN [2] .....	22
OBR. 8) ČÁSTI LINEÁRNÍHO MOTORU [8].....	23
OBR. 9) HYDROSTATICKÉ VEDENÍ [9] .....	25
OBR. 10) OTEVŘENÉ A UZAVŘENÉ VALIVÉ VEDENÍ [2] .....	26
OBR. 11) OMEZENÍ ZDVIH VALIVÉHO VEDENÍ [10] .....	26
OBR. 12) VALIVÉ VEDENÍ S OMEZENÝM ZDVIHEM [11].....	27
OBR. 13) AEROSTATICKÉ VEDENÍ [10] .....	28
OBR. 14) PŘÍMÉ A NEPŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ [13] .....	28
OBR. 15) KONZOLOVÁ FRÉZKA FGV 32 [15] .....	31
OBR. 16) UNIVERSÁLNÍ FRÉZKA FH-150 PROMA [17] .....	32
OBR. 17) CNC FRÉZKA OPTIMILL F 105 [19] .....	33

OBR. 18) VERTIKÁLNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MCFV 1260 TAJMAC [21]...	34
OBR. 19) PRVNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	36
OBR. 20) DRUHÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	36
OBR. 21) TŘETÍ A ZÁROVEŇ FINÁLNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH .....	37
OBR. 22) ŘEZNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA BŘITU FRÉZY [22] .....	38
OBR. 23) PRŮŘEZ TRÍSKY PŘI ČELNÝM FRÉZOVÁNÍ [22] .....	38
OBR. 24) ZVOLENÝ FRÉZOVACÍ NÁSTROJ PRO ČELNÍ FRÉZOVÁNÍ (80A06R-S45SN12Z-C) PRAMET [24].....	38
OBR. 25) ZVOLENÝ FRÉZOVACÍ NÁSTROJ PRO VÁLCOVÉ FRÉZOVÁNÍ (63T06R-C90SD12X66)PRAMET [24] .....	40
OBR. 26) ZVOLENÝ KULIČKOVÝ ŠROUB S MATICÍ (MATICE APR K40) KSK PRESICE MOTION [25] .....	41
OBR. 27) ZVOLENÝ SERVOMOTOR S BRZKOU AKM62M RAVEO [26] .....	44
OBR. 28) ZVOLENÁ PLANETOVÁ PŘEVODOVKA AE120 RAVEO [27] .....	45
OBR. 29) ZVOLENÝ ZAPOUZDŘENÝ LINEÁRNÍ SNÍMAČ LC 485 HEIDENHAIN [12].....	45
OBR. 30) ZVOLENÁ SPOJKA ODLHAM OX57G TEATECHNIK [28].....	46
OBR. 31) PŮSOBENÍ SIL PŘI FRÉZOVÁNÍ NA LINEÁRNÍ VEDENÍ V OSE X49	
OBR. 32) ZVOLENÝ VOZÍK SHS35 C THK [29] .....	51
OBR. 33) VYPOČÍTANÉ A NAKRESLENÉ VVU .....	52
OBR. 34) ZVOLENÁ MALÁ I VELKÁ ŘEMENICE 32-5M-25 TEATECHNIK [30] .....	57
OBR. 35) PŮSOBENÍ SIL PŘI FRÉZOVÁNÍ NA LINEÁRNÍ VEDENÍ V OSE Y60	
OBR. 36) VYPOČÍTANÉ A NAKRESLENÉ VVU .....	63
OBR. 37) KŘÍŽOVÝ STŮL.....	64
OBR. 38) ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	65
OBR. 39) LINEÁRNÍ VEDENÍ KŘÍŽOVÉHO STOLU .....	65
OBR. 40) ZVOLENÝ KRYT OD SPOLEČNOSTI TECNIMETAL [32].....	66
OBR. 41) ZVOLENÝ SYSTÉM MAZÁNÍ 135-240-210 HIWIN [33] .....	66

## 15 SEZNAM PŘÍLOH

### 15.1 Tištěné přílohy

Příloha č. 1 Výkres sestavy: Křížový stůl 1-BP-00/00

Příloha č. 2 Seznam položek: Křížový stůl 4-BP-00/00

Příloha č. 3 Výkres součásti: Pracovní deska 2-BP-00/01

Příloha č. 4 Výkres součásti: Lože 2-BP-00/02

Příloha č. 5 Výkres součásti: Saně 2-BP-00/03

Příloha č. 6 Výkres svarku: Držák motoru X 3-BP-00/04

Příloha č. 7 Výkres svarku: Držák motoru Y 3-BP-00/05

### 15.2 Přílohy na CD

Příloha č. 1 Bakalářská práce Návrh Křížového stolu ve formátu pdf

Příloha č. 2 3D Model křížového stolu ve formátu step

Příloha č. 3 Výkres sestavy: Křížový stůl 1-BP-00/00

Příloha č. 4 Seznam položek: Křížový stůl 4-BP-00/00

Příloha č. 5 Výkres součásti: Pracovní deska 2-BP-00/01

Příloha č. 6 Výkres součásti: Lože 2-BP-00/02

Příloha č. 7 Výkres součásti: Saně 2-BP-00/03

Příloha č. 8 Výkres svarku: Držák motoru X 3-BP-00/04

Příloha č. 9 Výkres svarku: Držák motoru Y 3-BP-00/05